

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ENERGETIKY

Spalovna kapalných nebezpečných odpadů

Incineration Plant for Liquid Danger Waste

Student: Bc. Jarmila Shejbalová

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Ostrava 2011

Místopřísežně prohlašuji, že jsem celou práci včetně všech příloh vypracovala samostatně.

V Ostravě dne 13.5.2011


.....

Bc. Jarmila Shejbalová

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдоміі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдоміі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 13.5.2011


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jarmila Shejbalová

Adresa trvalého pobytu autora práce: Přerov, Wurmova 13

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SHEJBALOVÁ J.; Projekční návrh spalovny s plazmovou dohořivací pecí pro likvidaci kapalných odpadů s PCB. Energetické stroje a zařízení Ostrava; Katedra energetiky; Fakulta strojní; VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 81 stran, 2 přílohy. vedoucí DP: KOLAT P.

Diplomová práce se zabývá projekčním návrhem spalovny nebezpečných kapalných odpadů. Toto zařízení pracující na principu působení plazmy je určeno k likvidaci nebezpečných toxických sloučenin.

Řešení spalovny obsahuje spalovací pec, plazmovou disociační komoru, kde se rozkládají nebezpečné sloučeniny, chladič zamezující zpětnou rekombinaci disociovaných produktů a dále výměník tepla a ekoblok sloužící k čištění spalin.

ANNOTATION OF THESIS

SHEJBALOVÁ J.; designer uses a plasma incinerator after burning furnaces for the disposal of liquid wastes containing PCBs. Power equipment Ostrava, Department of Energy, Faculty of Mechanical Engineering, VSB - Technical University of Ostrava, 2011, 81 pages, 2 of the Annex. SP leader: KOLAT P.

This thesis deals with the projection design of hazardous liquid waste incinerator. This device operating on the principle of the plasma is used for disposal of hazardous and toxic compounds.

The solution includes incineration incinerator, plasma dissociation chamber, where they decompose hazardous compounds, cooler preventing reverse recombination of dissociated products and ekoblok heat exchanger and used to clean exhaust gases.

Obsah:

1	Úvod	11
1	Ekonomické a ekologické aspekty	12
1.1	Popis jednotlivých částí spalovny	12
2.	Určení množství spalin	17
2.1	Teoretické množství suchého spalovacího vzduchu	17
2.2	Teoretické množství vlhkého spalovacího vzduchu	18
2.3	Skutečné množství vlhkého spalovacího vzduchu	19
2.4	Teoretické množství suchých spalin	19
2.5	Teoretické množství vlhkých spalin	19
2.6	Skutečné množství vlhkých spalin	20
2.7	Celkové množství vlhkých spalin pro daný výkon spalovny	20
2.8	Celkové množství spalovacího vzduchu	21
2.9	Teplota spalin na výstupu ze spalovací komory	21
2.10	Skutečný objem spalin na vstupu do disociační komory	23
2.11	Hmotnostní tok spalin na vstupu do disociační komory	23
3.	Návrh spalovací komory	25
3.1	Kontrola maximálního zatížení spalovacího prostoru	25
3.2	Výpočet základních rozměrů spalovací komory	26
3.3	Návrh spalovacího hořáku	27
3.4	Návrh vzduchového ventilátoru	28
3.5	Návrh vyzdívky spalovací komory	28
4.	Návrh disociační komory	29
4.1	Výpočet rychlostních poměrů v disociační komoře	29
4.1.1	Návrh středních teplot v jednotlivých částech komory	29
4.1.2	Stanovení objemu spalin	29
4.1.3	Stanovení ploch průřezů disociační komory	30
4.1.4	Výpočet středních rychlostí spalin	31
4.2	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin	31
4.2.1	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin v části A	33
4.2.2	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin v části B	35
4.3	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody	36
4.3.1	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody v části A	38
4.3.2	Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody v části B	39
4.4	Výpočet součinitele prostupu tepla	40
4.4.1	Výpočet součinitele prostupu tepla části A:	41
4.4.2	Výpočet součinitele prostupu tepla části B:	41
4.5	Výpočet tepelného toku	42
4.5.1	Výpočet tepelného toku části A	42
4.5.2	Výpočet tepelného toku části B	42
4.5.3	Výpočet celkového tepelného toku	43
4.6	Výpočet ohřevu chladící vody	43
4.7	Kontrola teplot na povrchu stěny žárobetonu	44
4.8.1	Teplo odvedené spalinami	45
4.8.2	Energie přivedená plazmou do komory	45
5.	Tlaková ztráta spalovací pece a disociační komory	47
5.1	Tlaková ztráta ve spalovací peci	47

5.2 Tlaková ztráta mezi spalovací a disociační komorou	49
5.3 Tlaková ztráta disociační komory	50
6. Návrh chladiče spalín	51
6.1 Výpočet množství chladící vody	51
6.2 Výpočet rychlosti kapky na výstupu z trysky	52
6.3 Výpočet maximální velikosti kapky	54
6.4 Výpočet doby ohřevu kapky	54
6.5 Výpočet doby vypařování kapky	58
6.6 Výpočet doby ochlazení spalín	61
6.7 Výpočet tlakové ztráty v chladiči	62
6.8 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalín	62
6.9 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody	65
6.10 Výpočet součinitele prostupu tepla	68
6.11 Výpočet tepelného toku	68
6.12 Výpočet ohřevu chladící vody	69
6.13 Kontrola teploty povrchu stěny žárobetonu	69
7. Návrh výměníku tepla	70
7.1 Bilance výměníku tepla a potřebné množství chladící vody	70
8. Návrh pračky spalín	72
8.1 Výpočet délky reakčních komor	72
8.1.1 Model kapky	72
8.1.2 Počáteční rychlost kapky	73
8.1.3 Přenos tepla při ohřevu a vypařování kapky	74
8.2 Teplota spalín na výstupu z pračky	82
9 Návrh látkového filtru spalín	85
9.1 Určení velikosti filtrační plochy	85
10. Závěr	86

PŘEHLED POUŽITÝCH OZNAČENÍ A INDEXŮ

Symbol	Jednotka	Veličina
A	-	integrální pohltivost
C	-	konstanta pro dané podmínky
C_o	$W.m^{-2}.K^{-4}$	součinitel vyzařování dokonale černého tělesa
D	m	vnější průměr
F_g	N	gravitační síla
F_x	N	odporová síla
H	%	obsah vodíku
I	$J.h^{-1}$	entalpie
K	-	koeficient závislý na vlastnostech kapaliny
K_{1-4}	-	koeficient závislý na druhu paliva
L	m	délka
\underline{L}	m	charakteristický rozměr
Nu	-	Nusseltovo číslo
O	m	omočený obvod
Pr	-	Prandtlovo číslo
Q	W	tepelný tok
Q_o	$MJ.kg^{-1}$	výhřevnost odpadu
Q_v	$m^3.s^{-1}$	výkonnost
Re	-	Reynoldsovo číslo
S	m^2	plocha
T	K	teplota absolutní
V	m^3	objem
\dot{V}	$m^3.s^{-1}$	objemový tok

Symbol	Jednotka	Veličina
a	m	šířka kanálu
a	m.s^{-1}	zrychlení
b	m	výška kanálu
c	-	konstanta
c_p	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita
c'_p	$\text{J.kg}^{-3}.\text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita
c_x	-	součinitel odporu
d	m	průměr
dt	$^{\circ}\text{C}$	rozdíl teplot
g	m.s^{-2}	tíhové zrychlení
i	J.kg^{-1}	entalpie
k	-	konstanta
k	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	součinitel prostupu tepla
\underline{k}	-	konstanta
l	J.kg^{-1}	měrné výparné teplo vody
m	kg	hmotnost
\dot{m}	kg.s^{-1}	hmotnostní tok
n	-	přebytek vzduchu
n	s^{-1}	otáčky
p	Pa	tlak
p_p''	Pa	parciální tlak nasycené vodní páry
q	W.m^{-2}	zářivý tok
r	m	poloměr
t	$^{\circ}\text{C}$	teplota
w	m.s^{-1}	rychlost
w	%	obsah vody
x	-	teplotní koeficient

Symbol	Jednotka	Veličina
α	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla
ε	-	emisivita
ε_L	-	opravný součinitel pro krátké hady
ε_R	-	opravný součinitel pro proudění tekutiny v hadech
ε_T	-	opravný součinitel pro neizotermické proudění kapalin
η	-	účinnost
φ	-	relativní vlhkost vzduchu
λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti
$\underline{\lambda}$	-	součinitel ztrát třením
μ	-	výtokový součinitel trysky
ν	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	kinematická viskozita
ξ	-	součinitel místních ztrát
ρ	kg.m^{-3}	hustota
σ	N.m^{-1}	povrchové napětí kapaliny
τ	s	časové krok
ω	-	objemová koncentrace

Horní indexy

S	suchý
V	vlhký
/	v následujícím časovém okamžiku
//	sytá pára
*	odhadnutá hodnota

Dolní indexy

A	označení části
B	označení části
K	kanál
KO	konvekce
N	normální podmínky
S	sálání
ST	střední
TR	tryska
ZT	ztráta
I	první stupeň
II	druhý stupeň

celk	celkový
ef	efektivní
f	filtr
ch	chladič
chlv	chladicí voda
i	i-tá složka
kp	kapka
m	místní
max	maximální
min	minimální
ochl	ochlazení
p	pára
p	pračka
s	sorbent
sk	spalovací komora
skut	skutečný
sp	spaliny
syt	na mezi sytosti
t	tření
teor	teoretický
v	voda chladicí plášť
vstup	na vstupu
výstup	na výstupu
vyp	vypařování
vz	vzduch
žb	žárobeton

1 Úvod

Problematika odpadů se stala palčivým celosvětovým problémem. Při stále se zvětšující světově spotřebě, a tudíž i produkci všeho druhů zboží se zvyšuje produkce odpadů všeho druhu. Problematika likvidace odpadů se stále více dostává do popředí zájmu. Hlavním úkolem je minimalizace či úplné zamezení vzniku odpadů. Protože nelze produkci odpadů v mnoha oborech lidské činnosti zcela vyloučit, je třeba dělat vše pro to, aby následná likvidace vzniklého odpadu co nejméně zatěžovala životní prostředí. Částečně lze tyto vznikající odpady recyklovat a vracet zpět do další výroby, sládkovat nebo spalovat. Cílem je co nejhospodárněji tento odpad ekonomicky využít a tu nevyužitelnou část teprve spalovat, a co nejmenší množství sládkovat. Spalování a skládkování odpadu by mělo být co nejšetrnější k životnímu prostředí.

Spalování odpadů je progresivní metodou likvidace odpadu. Má několik předností, zejména minimalizuje objem odpadu, má poměrně velkou rychlost zneškodnění a využívá energie odpadu k produkci tepla. Nevýhodou pak je spotřeba energie ve formě přídatných paliv a emise škodlivin v plynných produktech spalování, a tím i zvýšené náklady na účinný systém čištění spalin.

Ve své práci se chci zabývat problémem likvidace transformátorového oleje ze stykových transformátorů a jiného zařízení, který obsahuje látky PCB. Jelikož naše společnost ČD a.s. má tato zařízení na svých železničních tratích velké množství, vzniká problém jak tyto odpady likvidovat aniž by polychlorované bifenylly z těchto zařízení ohrozily životní prostředí. Vhodným zařízením se jeví plazmová spalovna nebezpečných kapalných odpadů s obsahem látek na bázi PBC.

Moderní technologie spalování nebezpečných odpadů jsou charakterizovány optimalizací spalovacích podmínek, za kterých je dosahována vyšší teplota, prodloužení doby setrvání spalovaných látek v oblasti vysokých teplot a zvyšování množství kyslíku v zóně dodatečného hoření spalin. Cílem je rozklad i nejstabilnějších toxických organických derivátů s účinností na hranici 100%. Tato teplotní hranice je dosažitelná při použití plazmové techniky.

1 Ekonomické a ekologické aspekty

1.1 Popis jednotlivých částí spalovny

Tento koncepční návrh spalovny nebezpečných kapalných odpadů vychází z konstrukčního řešení malých spaloven, které projektují podniky jako W – EKO Ostrov nebo ČKD Dukla Praha.

Technologie spalovny obsahuje:

- Spalovací komora
- Disociační jednotka – disociační komora a chladič spalin
- Kouřovody vyzděné
- Výměník tepla spaliny – voda
- Dvoustupňová polosuchá vypírka spalin
- Filtr tkaninový
- Příprava sorbetu s dávkováním a zásobníkem
- Vločkový komín
- Kouřovody ocelové, izolované
- Havarijní a dochlazovací klapka
- Spalinový ventilátor
- Kompresor
- technologické plošiny
- Čerpadla a ventilátory
- Kalový a plazmové hořáky
 - obvody využití tepla
 - obvody měření a regulace
 - monitoring emisí (dle vyhlášky MPŽ Ř č. 270/93 Sb.)

Spalovací komora

Spalovací komora je těleso ve tvaru válce opatřené žáruvzdornou a izolační vyzdívkou. Vyzdívka spalovací komory je provedena za dvou vrstev materiálů. Dalšími součástmi spalovací komory jsou hořáková a výstupní tvarovka. Těsnění mezi přírubami výstupu ze spalovací komory a spojovacím členem je azbestové a má označení IT 04. Mezera mezi pláštěm komory a izolační vyzdívkou slouží k vedení vzduchu pro chlazení spalovací pece. Vnější izolace spalovací pece je možné provést z minerální vlny.

V čelní stěně spalovací pece je umístěn kalový spalovací hořák s tlakovým rozprašováním paliva označením AOH 1 400 LT, firmy První brněnská strojárna, závod Třebíč (vyrábí se podle britské licence) s instalovaným výkonem 850 kW. Tento monoblokový hořák má vlastní elektromotor o výkonu 1,5 kW, vzduchový ventilátor, čerpadlo, zapalovací zařízení, hlídač plamene, a je opatřen třístupňovou automatickou regulací.

Součástí hořáku je i zařízení pro dávkování kapalného odpadu, zásobník kapalného odpadu (10m^3) a vytápěná provozní (denní) nádrž o kapacitě 1 až 3m^3 (pozn. zásobník a provozní nádrž nejsou na výkrese zakresleny).

Samotný hořák zaručuje spalování s přebytkem vzduchu do 20 %, přičemž množství vzduchu je regulováno. Aby byla dodržena stabilita hoření a zaručen potřebný obsah kyslíku ve spalinách, přivádí se do spalovací komory podle požadavků tzv. primární vzduch, a to tangenciálním vstupem po obvodu hořákové tvarovky. Množství vzduchu je podle potřeby regulováno regulačními klapkami ovládanými servopohony. Jako ventilátor primárního vzduchu použijeme středotlaký ventilátor RNH 250 výrobce Janka Radotín.

Vzhledem k vysoké výhřevnosti spalovaných kapalných odpadů není během provozu zapotřebí stabilizačního paliva pro udržení hoření.

Seřizování spalovacího režimu probíhá v úzké spolupráci jednotlivých regulovaných celků (automatický hořák, vstup primárního vzduchu) v závislosti na změřeném množství kyslíku ve spalinách a na velikosti teplot v komoře (pohybují se mezi $800 - 1200^\circ\text{C}$), tak aby změny probíhaly v intervalu minimálně 5 minut podle výhřevnosti spalovaných odpadů.

Ze spalovací komory proudí spaliny přes rozdělovací člen do dislokační jednotky. Tato část musí být co nejkratší, aby nedocházelo ke zbytečnému ochlazování spalin, a tím ke ztrátám energie. Rozměry spojovacího členu jsou navrženy v závislosti na rozměrech spalovací a dislokační komory a velikosti hydraulického ovládání plazmových hořáků, přičemž při návrhu délky spojovacího členu je bráno v úvahu ještě určitá rezerva pro manipulační prostor.

Disociační komora

Navržená disociační komora je tvořena třemi plazmovými hořáky, které jsou vzájemně pootočený vůči sobě o 120° . S osou symetrie disociační komory svírají plazmové hořáky

úhel 60°. Posuv plazmových hořáků zajišťují hydromotory, které jsou regulovány pomocí škrtících ventilů na základě zjištěných údajů, vyhodnocených v synchronizační a řídicí jednotce.

Spaliny vstupující do disociační komory o teplotě $t_{sp-vstup} = 1180^{\circ}\text{C}$ obsahují toxické sloučeniny, v disociační komoře se spaliny ohřejí na $t_{sp-výstup} = 1600^{\circ}\text{C}$, přičemž dochází k disociaci nebezpečných látek.

Disociační komora je intenzivně chlazena vodou a izolována vrstvou z žárobetonu. Z disociační komory proudí spaliny do chladiče spalin.

Chladič spalin

Aby nedošlo ke zpětné rekombinaci disociovaných sloučenin, je nutné je zchladit ze vstupní teploty 1600°C na výstupní teplotu pod 500°C za dobu kratší než 0,3 s. Tím je také dána hlavní podmínka návrhu chladiče spalin za dohořivací plazmovou disociační komorou. Chlazení spočívá v tom, že proti proudícím spalinám se vstříkují voda, která je pomocí trysky rozprášená na drobné kapičky. Tímto má chladicí voda obrovský povrch a dojde k jejímu okamžitému odpaření. Vzdálenost trysky od vstupu spalin do ústí chladiče je dáno dráhou, kterou kapičky vody urazí, než se vypaří.

Po průchodu chladičem spalin proudí tyto spaliny přes odbočku na havarijní klapku do výměníku tepla.

Havarijní klapka

Havarijní klapka slouží k odvodu tepla v případě výpadku elektřiny. V uzavřené poloze je držena stlačeným vzduchem a v případě výpadku elektrické energie dojde ke ztrátě tlaku na pneumatickém válci, který drží klapku, a ta se samovolně otevře.

Výměník tepla spalin - voda

Potřebný výkon výměníku tepla závisí na množství a výhřevnosti spalovaného odpadu. Výměník tepla musí být v provozu po celou dobu činnosti pece, protože odebírá teplo spalinám, a tím zajišťuje jejich optimální teplotu pro vstup do ekobloku (správnou funkci čištění spalin). Spuštění spalovacího procesu je podmíněno hladinou vody ve výměníku na provozní úrovni. Výměník bude sloužit k ohřevu teplé užitkové vody používané k technologickým účelům. Pokud nebude výměník v provozu, je nutno zajistit chlazení spalin jiným vhodným způsobem např. mikrověží. Z výměníku tepla

spaliny proudí izolovaným potrubím (kouřovodem) do ekobloku. Ten je určen k zachycení kyselých reagujících škodlivin a tuhých znečišťujících látek. Skládá se z pračky spalin (reaktoru), přípravy sorbetu, tkaninového filtru spalin, spalinového ventilátoru a komínu.

Pračka spalin

K čištění spalin bude použito polosuché metody. Proces čištění touto metodou se dá rozdělit na rozprašení vápenného sorbetu, jeho vypařování a reakce se spalinami a zachycení suchého produktu reakce na látkovém filtru. Tento způsob čištění spalin je poměrně jednoduchý, má dostačující účinnost (v závislosti na vstupních koncentracích škodlivin až 90 %) a minimální problémy s odpadními produkty – nevznikají odpadní vody. Toto zařízení odlučuje sloučeniny síry, chloru, fluoru i těžkých kovů s výjimkou rtuti. Pro optimální absorpci škodlivin je nutné zajistit dobrý kontakt spalin s aditivem a rovnoměrné rozdělení proudového pole spalin, velký reakční povrch kapiček, dostatečnou dobu reakce tj. 10 až 60 s a odloučením nejjemnějších částic v úletu, neboť mají největší povrch a vážou těžké kovy. Pračka je konstruována tak, aby prodlení spalin v ní bylo na úrovni minimálně 11 s, v obou stupních.

Příprava sorbentu

Jedná se o celek zajišťující dávkování, rozmíchání a dopravu sorbetu do rozprašovacích trysek reaktoru. Je opatřen dávkovacím čerpadlem, míchací a plnicí nádrží. Poměr hydroxidu vápenatého a vody je 1 :4. Sorbent je dopravován do trysek plunžrovými čerpadly, přičemž každá tryska má vlastní čerpadlo.

Tkaninový filtr

Bude použit filtr FBW 64 od firmy W – EKO Ostrov. Jedná se o filtr s činnou plochou tkaniny 64 m², který je určený k odlučování pevných částic při teplotách spalin do 180°C, a krátkodobě až 200°C. Tento filtr je konstruován jako ocelový svařenec osazený filtrační tkaninou ve formě hadic, na které se jemné částice sorbetu, popílku a navázaných škodlivin zachytí a při regeneračních cyklech odpadnou do výsypky, a z ní do připraveného kontejneru. Před filtry je umístěna dochlazovací klapka, která zabraňuje překročení povolené teploty filtru.

Spalinový ventilátor

K vyvození podtlaku ve spalinovém traktu, bude použit spalinový ventilátor typu RVI od výrobce KLIMA a.s. Prachatice. Jedná se o vysokotlaký radiální ventilátor pro dopravu neabrazivních vzdušin.

Komín

Komín K 315 je třívrstvý o výšce 20 m. Jde o ocelové těleso, opatřené vložkami a izolační mezivložkou. Kotven je pomocí kotevního roštu do betonového bloku

2. Určení množství spalin

Pro spalovnu a spalovaný odpad jsou známy tyto základní údaje:

výkon spalovny odpadů	50 – 100 kg h ⁻¹
výhřevnost odpadů	40 MJ kg ⁻¹ (olej s obsahem PCB)
obsah vody v odpadu	< 5 %
obsah vodíku v odpadu	10 %

pozn. Množství vody, která se dostane do odpadu (při zpracování ropy, dopravě a skladování) je dáno normou ČSN (tato hodnota platí pro LTO). Při větším obsahu vody v oleji by mohlo dojít k provozním potížím, například k odtržení plamene od hořáku, nebo výbuchu v topeništi.

2.1 Teoretické množství suchého spalovacího vzduchu

Jelikož není určeno přesné složení odpadů, vypočteme množství spalovacího vzduchu pomocí empirického vzorce viz lit [7]. Všechny potřebné hodnoty pro tepelné výpočty byly stanoveny pro lehký topný olej, protože není přesně dán podíl jednotlivých složek tvořících daný odpad. Tato volba je vhodná, protože pro LTO je publikována řada veličin a také minimální obsah vody v odpadu. Od skutečnosti budou ve výsledcích pouze nepatrné odchylky, které návrh spalovny výrazně neovlivní. Všechny výpočty jsou provedeny pro maximální výkon 100 kg.h⁻¹.

$$V_{vz-teor}^S = K_1 \cdot \frac{Q_0}{4186,7} + K_2$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet teoretického množství vzduchu:

Výhřevnost odpadů	$Q_0 = 40 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Konstanty závislé na druhu paliva	$K_1 = 1,012$
viz lit [7]	$K_2 = 0,5 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

$$V_{vz-teor}^S = 1,012 \cdot \frac{40000}{4186,7} + 0,5 = \underline{10,4514 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}}$$

2.2 Teoretické množství vlhkého spalovacího vzduchu

$$V_{vz-teor}^V = V_{vz-teor}^S + V_{H_2O}$$

nebo také

$$V_{vz-teor}^V = \nu \cdot V_{vz-teor}^S$$

kde je součinitel zvětšení objemu vlhkosti vzduchu

$$\nu = 1 + \frac{\varphi \cdot p_{p'}}{p_v - p_{p'}}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet součinitele zvětšení objemu vlhkosti vzduchu:

Relativní vlhkost vzduchu

$$\varphi = 0,8$$

Parciální tlak nasycené vodní páry

$$p_{p'} = 3167 \text{ Pa}$$

Tlak vlhkého vzduchu

$$p_v = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Předpokládám spalování s minimálním přebytkem vzduchu. Toto množství vzduchu je schopen zaručit samotný ventilátor kalového hořáku. Z tohoto plyne, že do pece bude vháněn nepředehřátý vzduch, nasávaný uvnitř spalovny ($t_{vz} = 25^\circ\text{C}$, $\varphi = 0,8$). Další hodnoty byly odečteny z lit. [5].

$$\nu = 1 + \frac{0,8 \cdot 3167}{0,1 \cdot 10^6 - 3167} = \underline{1,0262}$$

Teoretické množství vlhkého spalovacího vzduchu:

$$V_{vz-teor}^V = 1,0262 \cdot 10,1687 = \underline{10,4348 m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

2.3 Skutečné množství vlhkého spalovacího vzduchu

$$V_{vz-skut}^V = n \cdot V_{vz-teor}^V$$

S ohledem na druh spalovaného odpadu a spalovacího zařízení je zvolen součinitel přebytku vzduchu $n = 1,2$. Tato volba je dána tím, že procesy probíhající disociační komoře nevyžadují zvýšený přebytek vzduchu. Také se sníží korozivní účinky vzájemného působení SO_2 a vodní páry, a zvýší se účinnost spalovacího zařízení.

$$V_{vz-skut}^V = 1,2 \cdot 10,4348 = \underline{12,5217 m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

2.4 Teoretické množství suchých spalín

Při určování teoretického množství suchých spalín použijeme empirického vztahu z lit.[7].

$$V_{vz-teor}^S = K_3 \cdot \frac{Q_0}{4186,7} + K_4$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet teoretického množství vzduchu:

Výhřevnost odpadů $Q_0 = 40 MJ \cdot kg^{-1}$

Konstanty závislé na druhu paliva $K_3 = 0,95$

viz lit [7] $K_4 = 1,375 m_N^3 \cdot kg^{-1}$

$$V_{vz-teor}^S = 0,95 \cdot \frac{40000}{4186,7} + 1,375 = \underline{10,4514 m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

2.5 Teoretické množství vlhkých spalín

$$V_{sp-teor}^V = V_{sp-teor}^S + V_{H_2O}$$

kde V_{H_2O} je objem vodní páry ve spalínách

z lit. [9] použijeme vztah pro stanovení objemu vodní páry ve spalínách:

$$V_{H_2O} = 11,1 \cdot H + 1,244 \cdot w + (v - 1) \cdot V_{vz-teor}^S$$

hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet objemu vodní páry ve spalínách:

Obsah vodíku ve spalovaném odpadu	$H = 10\%$
Obsah vody ve spalovaném odpadu	$w_{\max} = 5\%$
Součinitel zvětšení objemu vlhkosti vzduchu	$v = 1,0262$

$$V_{H_2O} = 11,1 \cdot 0,1 + 1,244 \cdot 0,05 + (1,0262 - 1) \cdot 10,1686 = \underline{1,4383 m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

Teoretické množství vlhkých spalín:

$$V_{sp-teor}^V = 10,4514 + 1,4383 = \underline{11,8896 m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

2.6 Skutečné množství vlhkých spalín

$$V_{sp-skut}^V = V_{sp-teor}^V + (n - 1) \cdot V_{vz-teor}^V$$

$$V_{sp-skut}^V = 11,8896 + (1,2 - 1) \cdot 10,4348 = \underline{13,9766 m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

2.7 Celkové množství vlhkých spalín pro daný výkon spalovny

$$V_{sp-celk}^V = \dot{m}_O \cdot V_{sp-skut}^V$$

kde \dot{m}_O je výkon spalovny a pohybuje se v rozmezí $50 \div 100 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

- pro minimální výkon

$$V_{sp-celk}^V = 50 \cdot 13,9766 = 698,83 m_N^3 \cdot h^{-1} = \underline{\underline{0,1941 m_N^3 \cdot s^{-1}}}$$

- pro maximální výkon

$$V_{sp-celk}^V = 100 \cdot 13,9766 = 1397,66 m_N^3 \cdot h^{-1} = \underline{\underline{0,3882 m_N^3 \cdot s^{-1}}}$$

2.8 Celkové množství spalovacího vzduchu

$$V_{vz-celk}^V = \dot{m}_O \cdot V_{vz-skut}^V$$

kde \dot{m}_O je výkon spalovny a pohybuje se v rozmezí $50 \div 100 \text{ kg} \cdot h^{-1}$

- pro minimální výkon

$$V_{vz-celk}^V = 50 \cdot 12,5217 = 626,09 m_N^3 \cdot h^{-1} = \underline{\underline{0,1739 m_N^3 \cdot s^{-1}}}$$

- pro maximální výkon

$$V_{vz-celk}^V = 100 \cdot 12,5217 = 1252,17 m_N^3 \cdot h^{-1} = \underline{\underline{0,3478 m_N^3 \cdot s^{-1}}}$$

2.9 Teplota spalin na výstupu ze spalovací komory

Teplota spalin vystupujících ze spalovací komory je totožná s teplotou spalin na vstupu do plazmové dohořivací (disociační) komory. Při výpočtu se vychází ze vztahu pro výpočet teoretické spalné teploty viz lit. [8].

$$t_{teor} = \frac{Q_O + I_p + I_{vz}}{V_{sp-skut}^V \cdot c_{p-sp}}$$

- entalpie paliva (odpadů)

$$I_p = 0J \cdot kg^{-1}$$

S touto veličinou se počítá pouze tehdy, je-li spalovaný odpad předeřhříváný (např. těžké topné oleje, mazut apod.).

- entalpie nasávaného vzduchu

$$I_{vz} = V_{vz-skut}^V \cdot c_{p-vz} \cdot t_{vz}$$

Pro teplotu vzduchu $t_{vz} = 25^\circ C$ je v lit.[8] : $c_{p-vz} = 1,3019 \text{ kJ} \cdot m^3 \cdot K^{-1}$

$$I_{vz} = 12,5217 \cdot 1,3019 \cdot 298,15 = \underline{4860,453 \text{ kJ} \cdot m^3 \cdot K^{-1}}$$

Abychom získali měrnou tepelnou kapacitu spalin z lit. [8], musíme odhadnout teoretickou spalnou teplotu spalin:

$$t_{teor}^* = 1700^\circ C \Rightarrow c_{p-spal} = \underline{1,6343 \text{ kJ} \cdot m^3 \cdot K^{-1}}$$

Teoretická spalná teplota:

$$t_{teor} = \frac{40000 + 4860,127}{13,9766 \cdot 1,6343} = 1963,95 K = \underline{\underline{1690,8^\circ C}}$$

Určení skutečné teploty spalin je obtížné (stanovení tepelných ztrát), proto raději použijeme zjednodušený vztah z lit. [8]:

$$t_{sp} = t_{teor} \cdot \eta_{pyr}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet teploty na výstupu ze spalovací komory:

Pyrotechnická účinnost $\eta_{pyr} = 0,7$

$$t_{sp} = 1690,8 \cdot 0,7 = \underline{\underline{1180^\circ\text{C}}}$$

2.10 Skutečný objem spalin na vstupu do disociační komory

$$\dot{V}_{sp-vstup} = \dot{V}_{sp-celk}^V \cdot \frac{273,15 + t_{sp}}{273,15}$$

kde celkové množství spalin se mění podle výkonu spalovny

- pro minimální výkon

$$\dot{V}_{sp-vstup,min} = 0,1941 \cdot \frac{273,15 + 1180}{273,15} = \underline{\underline{1,0327\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

- pro maximální výkon

$$\dot{V}_{sp-vstup,max} = 0,3882 \cdot \frac{273,15 + 1180}{273,15} = \underline{\underline{2,0654\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

2.11 Hmotnostní tok spalin na vstupu do disociační komory

$$\dot{m}_{sp-vstup} = \dot{V}_{sp-vstup} \cdot \rho_{sp-vstup}$$

kde celkové množství vlhkých spalin se mění podle výkonu spalovny a z lit.[8] lze odečíst $\rho_{sp-vstup} = 0,2464\text{kg} \cdot \text{m}^3$

- pro minimální výkon

$$\dot{m}_{sp-vstup,min} = 1,0327 \cdot 0,2464 = \underline{\underline{0,2545\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

- pro maximální výkon

$$\dot{m}_{sp-vstup,min} = 2,0645 \cdot 0,2464 = \underline{\underline{0,5089 kg \cdot s^{-1}}}$$

3. Návrh spalovací komory

Při návrhu spalovací komory je nutné nejprve navrhnout potřebnou velikost spalovacího prostoru s ohledem na skutečné množství vzniklých spalin, které opouštějí spalovací komoru. K návržení spalovací komory bylo použito lit. [10], která obsahuje výpočet spalovací pece LK100 pro spalování odpadů s výkonem $100 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Z lit. [10] vyplývá, že navržená spalovací komora se dá použít i pro spalování paliva s vyšším obsahem vody, než bylo v úvodu předpokládáno.

Maximální objem vzniklých spalin: $\dot{V}_{sp-vstup} = 2,0654 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Zvolená velikost prostoru spalovací pece $V_{sk} = 2,1 \text{ m}^3$

3.1 Kontrola maximálního zatížení spalovacího prostoru

$$b_{\max} = \frac{N_K}{V_{sk}}$$

kde N_K je kalorický výkon z odpadu, který se mění se změnou výkonu spalovny:

$$N_K = m_o \cdot Q_o$$

-pro minimální výkon

$$N_{K-\min} = 50 \cdot 40 = 2000 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{555,56 \text{ kW}}}$$

- pro maximální výkon

$$N_{K-\max} = 100 \cdot 40 = 4000 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{1111,11 \text{ kW}}}$$

Maximální zatížení spalovacího prostoru

- pro minimální výkon

$$b_{\max-\min} = \frac{555,56}{2,1} = \underline{\underline{264,55 \text{ kW} \cdot \text{m}^3}}$$

- pro maximální výkon

$$b_{\max-\max} = \frac{1111,11}{2,1} = \underline{\underline{529,1 \text{ kW} \cdot \text{m}^3}}$$

Zatížení spalovacího prostoru se má pohybovat v rozsahu $b_{\max} = 200 \div 600 \text{ kW} \cdot \text{m}^3$, a tato podmínka je splněna.

3.2 Výpočet základních rozměrů spalovací komory

Rozměry spalovací komory navrhujeme pro maximální výkon spalovny a předpokládáme průměrnou rychlost proudění spalin $w_{sp} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Půdorysná plocha spalovací komory:

$$S_{sk} = \frac{V_{sp-vstup}}{w_{sp}} = \frac{2,0654}{2} = \underline{\underline{1,033 \text{ m}^2}}$$

Průměr spalovací komory:

$$d_{sk} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{sk}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,033}{\pi}} = \underline{\underline{1,147 \text{ m}}}$$

Délka spalovací komory:

$$L_{sk} = \frac{V_{sk}}{S_{sk}} = \frac{2,1}{1,033} = \underline{2,033m}$$

volím: $L_{sk} = 2,03 \text{ m} = \underline{2030 \text{ mm}}$

Skutečná velikost spalovacího prostoru spalovací komory:

$$V_{sk-skut} = \frac{\pi \cdot d_{sk}^2}{4} \cdot L_{sk} = \frac{\pi \cdot 1,15^2}{4} \cdot 2,03 = \underline{\underline{2,1085m^3}}$$

3.3 Návrh spalovacího hořáku

Potřebný výkon spalovacího hořáku určujeme pro maximální výkon spalovny a je možné ho určit ze vztahu:

$$P = I_{sp} - I_{vz}$$

Entalpie celkového množství spalin:

$$I_{sp} = V_{sp-celk}^V \cdot c_{p-sp} \cdot T_{sp}$$

pro teplotu spalin $t_{sp} = 1180^\circ\text{C}$ lze z lit. [8] odečíst: $c_{p-sp} = 1,5605 \text{ kJ} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{K}^{-1}$

$$I_{sp} = 1397,66 \cdot 1,5605 \cdot 1453,15 = \underline{3169,385 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1}}$$

Entalpie celkového množství nasávaného vzduchu:

$$I_{vz} = V_{vz-celk}^V \cdot c_{p-vz} \cdot T_{vz} = 1252,17 \cdot 1,3019 \cdot 298,15 = \underline{486,045 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1}}$$

Výkon spalovacího hořáku:

$$P = 3169,385 - 486,045 = 2683,34 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{745,37 \text{ kW}}}$$

Pro spalování volím kalový spalovací hořák s tlakovým rozprašováním paliva s označením AOH 1 400 LT firmy První brněnská strojárna, závod Třebíč s instalovaným výkonem 850 kW. Tento monoblokový hořák má vlastní elektromotor o výkonu 1,5 kW, vzduchový ventilátor, čerpadlo a je opatřen třístupňovou automatickou regulací.

3.4 Návrh vzduchového ventilátoru

Pro potřeby spalovací komory navrhuji jako ventilátor primárního vzduchu použít středotlaký ventilátor RNH 250 PK 12 3415 od firmy Janka Radotín.

Základní parametry	otáčky	$n = 1380 \text{ min}^{-1}$
	výkonnost	$Q_v = 0,488 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Elektromotor	4 AP 80-4s	$P = 0,55 \text{ kW}$

3.5 Návrh vyzdívky spalovací komory

Vyzdívka spalovací komory je provedena ze dvou vrstev materiálu. Vnitřní vrstva je provedena ze žárobetonu s označením TRICAST BH 35LR, pro který je limitní teplota 1200°C a má tloušťku 100mm. Vnější vrstva o tloušťce 80 mm je provedena z materiálu TERMALIT 800, který lze používat do teploty 800°C. Dalšími součástmi spalovací komory jsou hořáková a výstupní tvarovka, které navrhuji vyrobít z žárobetonu TRICAST BH 35LR. Těsnění mezi přírubami výstupu ze spalovací komory a spojovacím členem je azbestové a má označení IT 04. Jeho tloušťka je 5 mm. Mezera mezi pláštěm komory a izolační vyzdívkou slouží k vedení vzduchu pro chlazení spalovací pece. Vnější izolaci spalovací pece je možno provést z minerální vlny.

4. Návrh disociační komory

Navržená disociační komora je tvořena třemi plazmovými hořáky, které jsou vzájemně pootočené o 120° . S osou symetrie disociační komory svírají plazmové hořáky úhel 60° . Spaliny vstupující do disociační komory o teplotě $t_{sp-vstup} = 1180^\circ\text{C}$, obsahují toxické sloučeniny. V disociační komoře se spaliny ohřejí na teplotu $t_{sp-výstup} = 1600^\circ\text{C}$, přičemž dochází k disociaci nebezpečných látek. Disociační komora je intenzivně chlazena vodou a izolována vrstvou o tloušťce 50 mm z žárobetonu TRICAST BN 98TA, který lze použít do teploty 1800°C .

4.1 Výpočet rychlostních poměrů v disociační komoře

4.1.1 Návrh středních teplot v jednotlivých částech komory

Vstupní teplota spalin v části A do disociační komory je shodná s teplotou spalin, které opouštějí spalovací pec, a to $t_A = 1180^\circ\text{C}$. V části B disociační komory jsou spaliny dohřáty a dochází k jejich disociaci a následnému výstupu z disociační komory. Teplota spalin bude $t_B = 1600^\circ\text{C}$. S touto teplotou spaliny také vstupují do chladiče spalin.

4.1.2 Stanovení objemu spalin

Objem spalin se liší podle výkonu spalovny odpadů:

$$\dot{V}_{sp-celk,min}^V = 0,1941 m_N^3 \cdot s^{-1}$$

$$\dot{V}_{sp-celk,max}^V = 0,3882 m_N^3 \cdot s^{-1}$$

Pozn.: Jedná se o objem za normálních podmínek: $p_N = 101325 Pa$ a $T_N = 273,15 K$.

Skutečný objem spalin při dané teplotě se vypočítá ze zjednodušeného vztahu (předpokládáme zachování konstantního tlaku při průchodu disociační komorou):

$$\dot{V}_{sp-1} = \dot{V}_{sp-celk}^V \cdot \frac{T_{sp-i}}{T_N}$$

kde představuje i-tou část disociační komory

- objemy spalín pro část A

$$\dot{V}_{sp-A,min}^V = 0,1941 \cdot \frac{273,15 + 1180}{273,15} = \underline{\underline{1,0327 m^3 \cdot s^{-1}}}$$

$$\dot{V}_{sp-A,max}^V = 0,3882 \cdot \frac{273,15 + 1180}{273,15} = \underline{\underline{2,0654 m^3 \cdot s^{-1}}}$$

- objemy spalín pro část B

$$\dot{V}_{sp-B,min}^V = 0,1941 \cdot \frac{273,15 + 1600}{273,15} = \underline{\underline{1,3312 m^3 \cdot s^{-1}}}$$

$$\dot{V}_{sp-B,max}^V = 0,3882 \cdot \frac{273,15 + 1600}{273,15} = \underline{\underline{2,6624 m^3 \cdot s^{-1}}}$$

4.1.3 Stanovení ploch průřezů disociační komory

Plocha průřezů disociační komory:

$$S_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$$

Hodnoty dosazované do vztahů pro výpočet ploch průřezů disociační komory:

Průměr části A: $d_A = 0,6 \text{ m}$

Průměr části B: $d_B = 0,6 \text{ m}$

Pozn.: Plochy průřezů pro části A a B jsou shodné, protože tyto části mají stejné průměry.

- plocha průřezu A a B:

$$S_A = S_B = \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} = \underline{\underline{0,2827m^2}}$$

4.1.4 Výpočet středních rychlostí spalin

$$w_i = \frac{\dot{V}_{sp-i}}{S_i}$$

- střední rychlosti spalin pro část A

$$w_{A,min} = \frac{1,0327}{0,2827} = \underline{\underline{3,65ms^{-1}}}$$

$$w_{A,max} = \frac{2,0654}{0,2827} = \underline{\underline{7,30ms^{-1}}}$$

- střední rychlosti spalin pro část B

$$w_{B,min} = \frac{1,3312}{0,2827} = \underline{\underline{4,71ms^{-1}}}$$

$$w_{A,max} = \frac{2,6624}{0,2827} = \underline{\underline{9,42ms^{-1}}}$$

4.2 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin

Pro výpočet součinitelů přestupů tepla ze strany spalin jsou podklady čerpány z lit. [6] a [8].

Obecně je možné sestavit toto schéma výpočtu:

- Reynoldsovo číslo spalin

$$\text{Re}_{sp-i} = \frac{w_{sp-i} \cdot d}{V_{sp-i}}$$

- Nusseltovo číslo spalin

$$Nu_{sp-i} = C \cdot \text{Re}_{sp-i}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{sp-i}^{0,4} \cdot x_i$$

kde x_i – teplotní koeficient se počítá ze vztahu:

$$x_i = 1,27 - 0,27 \cdot \frac{T_{st-i}}{T_{sp-i}}$$

- součinitel přestupu tepla ze strany spalin konvekcí

$$\alpha_{sp-KO,i} = \frac{Nu_{sp-i} \cdot \lambda_{sp-i}}{d_i}$$

- zářivý tok

$$q_i = \varepsilon_{ef} \cdot C_O \cdot \left[\varepsilon_{sp} \cdot \left(\frac{T_{sp-i}}{100} \right)^4 - A_{sp} \cdot \left(\frac{T_{st-i}}{100} \right)^4 \right]$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet zářivého toku:

Efektivní emisivita šedého povrchu

$\varepsilon_{ef} = 0,59$ – pro žárobeton

Součinitel vyzařování dokonale černého tělesa

$C_O = 5,775 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$

Integrální emisivita spalin

$$\varepsilon_{sp} = 0,0316$$

Integrální pohltivost spalin

$$A_{sp} = 0,0439$$

- součinitel přestupu tepla ze strany spalin sáláním

$$\alpha_{sp-S,i} = \frac{q_i}{T_{sp-i} - T_{st-i}}$$

- celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_{sp-i} = \alpha_{sp-KO,i} + \alpha_{sp-S,i}$$

4.2.1 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin v části A

Hodnoty dosazované do vztahů pro výpočet přestupu tepla ze strany spalin v části A:

Teplota spalin

$$t_{sp-A} = 1180^{\circ}\text{C}$$

Teplota stěny

$$t_{st-A} = 650^{\circ}\text{C}$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{sp-A} = 1,1688 \cdot 10^{-1} \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita spalin

$$\nu_{sp-A} = 2,077 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{sp-A} = 0,6$$

- Reynoldsovo číslo spalin

$$\text{Re}_{sp-A,\min} = \frac{3,65 \cdot 0,6}{2,077 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{10551,15}}$$

$$\text{Re}_{sp-A,\max} = \frac{7,3 \cdot 0,6}{2,077 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{21102,31}}$$

- teplotní koeficient

$$x_A = 1,27 - 0,27 \cdot \frac{923,15}{1453,15} = 1,0985$$

Nusseltovo číslo spalín

$$Nu_{sp-A, \min} = 0,021 \cdot 10551,15^{0,8} \cdot 0,6^{0,4} \cdot 1,0985 = 31,11$$

$$Nu_{sp-A, \max} = 0,021 \cdot 21102,31^{0,8} \cdot 0,6^{0,4} \cdot 1,0985 = 54,17$$

- součinitel přestupu tepla ze strany spalín konvekcí

$$\alpha_{sp-KO, A, \min} = \frac{31,11 \cdot 1,1688 \cdot 10^{-1}}{0,6} = \underline{\underline{6,060 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

$$\alpha_{sp-KO, A, \max} = \frac{54,17 \cdot 1,1688 \cdot 10^{-1}}{0,6} = \underline{\underline{10,552 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

- zářivý tok

$$q_{A, \min} = 0,59 \cdot 5,775 \cdot \left[0,0316 \cdot \left(\frac{1453,15}{100} \right)^4 - 0,0439 \cdot \left(\frac{923,15}{100} \right)^4 \right] = \underline{\underline{3714,693 Wm^{-2}}}$$

$$q_{A, \max} = q_{A, \min} = \underline{\underline{3714,693 Wm^{-2}}}$$

- součinitel přestupu tepla ze strany spalín sáláním

$$\alpha_{sp-S, A, \min} = \frac{3714,693}{1453,15 - 923,15} = \underline{\underline{7,009 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

$$\alpha_{sp-S, A, \max} = \alpha_{sp-S, A, \min} = \underline{\underline{7,009 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

- celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_{sp-A, \min} = 6,060 + 7,009 = \underline{\underline{13,069 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

$$\alpha_{sp-A, \max} = 10,552 + 7,009 = \underline{\underline{17,561 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

4.2.2 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalín v části B

Hodnoty dosazované do vztahů pro výpočet přestupu tepla ze strany spalín v části B:

Teplota spalín	$t_{sp-B} = 1600^{\circ}\text{C}$
Teplota stěny	$t_{st-B} = 1000^{\circ}\text{C}$
Součinitel tepelné vodivosti spalín	$\lambda_{sp-B} = 1,4634 \cdot 10^{-1} \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita spalín	$\nu_{sp-B} = 3,371 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$
Prandtlovo číslo	$Pr_{sp-A} = 0,5721$

- Reynoldsovo číslo spalín

$$Re_{sp-B,\min} = \frac{4,71 \cdot 0,6}{3,371 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{8379,92}}$$

$$Re_{sp-B,\max} = \frac{9,42 \cdot 0,6}{3,371 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{16759,84}}$$

- teplotní koeficient

$$x_B = 1,27 - 0,27 \cdot \frac{1273,15}{1873,15} = \underline{\underline{1,0864}}$$

Nusseltovo číslo spalín

$$Nu_{sp-B,\min} = 0,021 \cdot 8379,92^{0,8} \cdot 0,5721^{0,4} \cdot 1,0864 = 25,11$$

$$Nu_{sp-B,\max} = 0,021 \cdot 16759,84^{0,8} \cdot 0,5721^{0,4} \cdot 1,0985 = 43,72$$

- součinitel přestupu tepla ze strany spalín konvekcí

$$\alpha_{sp-KO,B,\min} = \frac{25,11 \cdot 1,4634 \cdot 10^{-1}}{0,6} = \underline{\underline{6,124 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

$$\alpha_{sp-KO,B,\max} = \frac{43,72 \cdot 1,4634 \cdot 10^{-1}}{0,6} = \underline{\underline{10,663 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

- zářivý tok

$$q_{B,\min} = 0,59 \cdot 5,775 \cdot \left[0,0316 \cdot \left(\frac{1873,15}{100} \right)^4 - 0,0439 \cdot \left(\frac{1273,15}{100} \right)^4 \right] = \underline{\underline{9325,1 Wm^{-2}}}$$

$$q_{B,\max} = q_{B,\min} = \underline{\underline{9325,1 Wm^{-2}}}$$

- součinitel přestupu tepla ze strany spalín sáláním

$$\alpha_{sp-S,B,\min} = \frac{9325,1}{1873,15 - 1273,15} = \underline{\underline{15,542 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

$$\alpha_{sp-S,B,\max} = \alpha_{sp-S,B,\min} = \underline{\underline{15,542 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

- celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_{sp-B,\min} = 6,124 + 15,542 = \underline{\underline{21,666 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

$$\alpha_{sp-B,\max} = 10,663 + 15,542 = \underline{\underline{26,204 Wm^{-2} K^{-1}}}$$

4.3 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody

Disociační komora je chlazená z vnější strany vodou. Voda je vedena žebrováním ve dvojité stěně. Žebra společně s dvojitou stěnou tvoří kanál, který má obdélníkový průřez o rozměrech: $a = 20 \text{ mm}$, $b = 50 \text{ mm}$. Průtok chladicí vody, která vstupuje do systému v dolním konci části B je $V_v = 0,6 \text{ l.s}^{-1}$. Ve výpočtech je uvažováno s měrnou hmotností

vody $\rho_v = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$ a teplotou vstupní vody $t_{v\text{-vstup}} = 10^\circ\text{C}$ pro část B. V dalších částech komory počítáme ohřev chladicí vody na 20°C .

Obecně je možné sestavit toto schéma výpočtu dle lit. [5].

- Reynoldsovo číslo chladicí vody:

$$\text{Re}_{v-i} = \frac{w_{v-i} \cdot \underline{L}_K}{\nu_{v-i}}$$

- charakteristický rozměr kanálu

$$\underline{L}_K = 4 \cdot \frac{S_K}{O_K}$$

- rychlost chladicí vody

$$w_{v-i} = \frac{V_{v-i}}{S_K}$$

- Nusseltovo číslo chladicí vody

$$\text{Nu}_{v-i} = C \cdot \text{Re}_{v-i}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{v-i}^{0,4} \cdot \varepsilon_T \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_t$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet Nusseltova čísla chladicí vody:

Konstanta pro dané podmínky	$C = 0,021$
Opravný součinitel na izotermické proudění kapaliny	$\varepsilon_T = 1,671$
Opravný součinitel pro proudění tekutiny v hadech	$\varepsilon_R = 1,513$
Opravný součinitel pro krátké hady	$\varepsilon_t = 1$

- součinitel přestupu tepla ze strany vody

$$\alpha_{v-i} = \frac{\text{Nu}_{v-i} \cdot \lambda_{v-i}}{\underline{L}_K}$$

4.3.1 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody v části A

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet přestupu tepla ze strany vody v části A:

Teplota vody	$t_{v-i} = 20^{\circ}\text{C}$
Součinitel tepelné vodivosti chladící vody	$\lambda_{v-A} = 0,5984 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita chladící vody	$\nu_{v-A} = 1,006\cdot 10^{-6} \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
Prandtlovo číslo chladící vody	$\text{Pr}_{v-A} = 7,02$

- průtočná plocha kanálu

$$S_K = a \cdot b = 0,02 \cdot 0,05 = \underline{0,001\text{m}^2}$$

- omočený obvod kanálu

$$O_K = 2 \cdot (a + b) = 2 \cdot (0,02 + 0,05) = \underline{0,14\text{m}}$$

- charakteristický rozměr kanálu

$$\underline{L_K} = 4 \cdot \frac{0,01}{0,14} = \underline{\underline{0,0286}}$$

- rychlost chladící kapaliny

$$w_{v-A} = \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{0,001} = \underline{\underline{0,6\text{ms}^{-1}}}$$

- Reynoldsovo číslo chladící vody

$$\text{Re}_{v-A} = \frac{0,6 \cdot 0,0286}{1,006 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{17040,61}}$$

- Nusseltovo číslo chladící vody

$$Nu_{v-A} = 0,021 \cdot 17040,61^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} \cdot 1,671 \cdot 1,513 \cdot 1 = \underline{\underline{297,95}}$$

- součinitel přestupu tepla ze strany vody

$$\alpha_{v-A} = \frac{297,95 \cdot 0,5984}{0,0286} = \underline{\underline{6240,328 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}}}$$

4.3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody v části B

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet přestupu tepla ze strany vody v části B:

Teplota vody

$$t_{v-i} = 10^{\circ}\text{C}$$

Součinitel tepelné vodivosti chladící vody

$$\lambda_{v-B} = 0,5790 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita chladící vody

$$\nu_{v-B} = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo chladící vody

$$Pr_{v-A} = 9,45$$

Hodnoty potřebné pro výpočet charakteristického rozměru kanálu jsou v této části stejné, jako v části A, a tedy i charakteristický rozměr kanálu a rychlost chladící vody jsou totožné.

- průtočná plocha kanálu

$$S_K = a \cdot b = 0,02 \cdot 0,05 = \underline{\underline{0,001 \text{ m}^2}}$$

- omočený obvod kanálu

$$O_K = 2 \cdot (a + b) = 2 \cdot (0,02 + 0,05) = \underline{\underline{0,14 \text{ m}}}$$

- charakteristický rozměr kanálu

$$\underline{L_K} = 4 \cdot \frac{0,01}{0,14} = \underline{\underline{0,0286}}$$

- rychlost chladící kapaliny

$$w_{v-B} = \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{0,001} = \underline{\underline{0,6ms^{-1}}}$$

- Reynoldsovo číslo chladící vody

$$Re_{v-B} = \frac{0,6 \cdot 0,0286}{1,306 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{13126,23}}$$

- Nusseltovo číslo chladící vody

$$Nu_{v-A} = 0,021 \cdot 13126,23^{0,8} \cdot 9,45^{0,43} \cdot 1,671 \cdot 1,513 \cdot 1 = \underline{\underline{274,78}}$$

- součinitel přestupu tepla ze strany vody

$$\alpha_{v-A} = \frac{274,78 \cdot 0,579}{0,0286} = \underline{\underline{5568,381Wm^{-2}K^{-1}}}$$

4.4 Výpočet součinitele prostupu tepla

Při výpočtu zanedbáváme prostup tepla kovovým povrchem vzhledem k vysoké tepelné vodivosti kovu. Součinitel tepelné vodivosti žárobetonu je vzána do úvahy konstanta pro střední teplotu 1250°C.

- součinitel tepelné vodivosti žárobetonu dle lit[5]

$$\lambda_{zb} = 0,79 - 0,9 \cdot 10^{-4} \cdot t_{zb} = 0,79 - 0,9 \cdot 10^{-4} \cdot 1250 = \underline{\underline{0,6775 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}}}$$

Výpočet součinitele prostupu tepla pro válcovou stěnu:

$$k_i = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{sp-i} \cdot d_{zb}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{zb}} \cdot \ln \frac{D_{zb}}{d_{zb}} + \frac{1}{\alpha_{sp-i} \cdot D_{zb}}}$$

Další hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet součinitele prostupu tepla:

Vnitřní průměr žárobetonu

$$d_{zb} = 0,6 \text{ m}$$

Vnější průměr žárobetonu

$$D_{zb} = 0,7 \text{ m}$$

4.4.1 Výpočet součinitele prostupu tepla části A:

$$k_{A-\min} = \frac{\pi}{\frac{1}{13,069 \cdot 0,6} + \frac{1}{2 \cdot 0,6775} \cdot \ln \frac{0,7}{0,6} + \frac{1}{6240,328 \cdot 0,7}} = \underline{\underline{13,01 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}}}$$

$$k_{A-\max} = \frac{\pi}{\frac{1}{17,561 \cdot 0,6} + \frac{1}{2 \cdot 0,6775} \cdot \ln \frac{0,7}{0,6} + \frac{1}{6240,328 \cdot 0,7}} = \underline{\underline{15,41 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}}}$$

4.4.2 Výpočet součinitele prostupu tepla části B:

$$k_{B-\min} = \frac{\pi}{\frac{1}{21,666 \cdot 0,6} + \frac{1}{2 \cdot 0,6775} \cdot \ln \frac{0,7}{0,6} + \frac{1}{5568,381 \cdot 0,7}} = \underline{\underline{16,451 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}}}$$

$$k_{B-\max} = \frac{\pi}{\frac{1}{26,204 \cdot 0,6} + \frac{1}{2 \cdot 0,6775} \cdot \ln \frac{0,7}{0,6} + \frac{1}{5568,381 \cdot 0,7}} = \underline{\underline{17,691 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}}}$$

4.5 Výpočet tepelného toku

Při výpočtu tepelného toku se počítá s podmínkou, že teplota chladicí vody se nemění a je $t_v = 20^\circ\text{C}$.

Tepelný tok v i-té části disociační komory:

$$Q_i = k_i (t_{sp-i} - t_v) \cdot L_i$$

4.5.1 Výpočet tepelného toku části A

Hodnota dosazovaná do vztahu pro výpočet tepelného toku části A:

Délka příslušné části disociační komory $L_A = 0,6 \text{ m}$

$$Q_{A-\min} = 13,01 \cdot (1180 - 20) \cdot 0,6 = \underline{\underline{9053,31\text{W}}}$$

$$Q_{A-\max} = 15,04 \cdot (1180 - 20) \cdot 0,6 = \underline{\underline{10466,821\text{W}}}$$

4.5.2 Výpočet tepelného toku části B

Hodnota dosazovaná do vztahu pro výpočet tepelného toku části B:

Délka příslušné části disociační komory $L_B = 0,55\text{m}$

$$Q_{B-\min} = 16,45 \cdot (1600 - 20) \cdot 0,55 = \underline{\underline{14297,41\text{W}}}$$

$$Q_{B-\max} = 17,69 \cdot (1600 - 20) \cdot 0,55 = \underline{\underline{15369,831\text{W}}}$$

4.5.3 Výpočet celkového tepelného toku

$$Q_{celk-min} = Q_{A-min} + Q_{B-min} = 9053,31 + 14297,4 = \underline{\underline{23350,71W}}$$

$$Q_{celk-max} = Q_{A-max} + Q_{B-max} = 10466,82 + 15369,83 = \underline{\underline{25836,65W}}$$

4.6 Výpočet ohřevu chladící vody

Podle vztahu:

$$t_{v-výstup} = \frac{Q_{celk}}{\dot{m}_v \cdot c_{p-v}} + t_{v-vstup}$$

- hmotnostní tok chladící vody

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot \dot{V}_v = 1000 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{0,6 kg s^{-1}}}$$

Hodnota dosazována do vztahu pro výpočet ohřevu chladící vody:

Měrná tepelná kapacita vody

$$c_{p-v} = 4183 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

- pro minimální výkon

$$t_{v-vstup,min} = \frac{23350,71}{0,6 \cdot 4183} + 10 = \underline{\underline{19,3^{\circ}C}}$$

- pro maximální výkon

$$t_{v-vstup,max} = \frac{25836,65}{0,6 \cdot 4183} + 10 = \underline{\underline{20,29^{\circ}C}}$$

4.7 Kontrola teplot na povrchu stěny žárobetonu

Pro teplotu na povrchu stěny platí:

$$t_{zb-i} = t_{sp-i} - \frac{Q_i}{\pi \cdot L_i} \cdot \frac{1}{\alpha_{sp-i} \cdot d_{zb}}$$

Pro část A:

- pro minimální výkon

$$t_{zb-A,min} = 1180 - \frac{9053,31}{\pi \cdot 0,6} \cdot \frac{1}{13,069 \cdot 0,6} = \underline{\underline{567,5^\circ C}}$$

- pro maximální výkon

$$t_{zb-A,max} = 1180 - \frac{10466,82}{\pi \cdot 0,6} \cdot \frac{1}{17,561 \cdot 0,6} = \underline{\underline{652,98^\circ C}}$$

Pro část B:

- pro minimální výkon

$$t_{zb-B,min} = 1600 - \frac{14297,4}{\pi \cdot 0,55} \cdot \frac{1}{21,666 \cdot 0,6} = \underline{\underline{963,47^\circ C}}$$

- pro maximální výkon

$$t_{zb-B,max} = 1600 - \frac{15369,83}{\pi \cdot 0,55} \cdot \frac{1}{26,204 \cdot 0,6} = \underline{\underline{1034,24^\circ C}}$$

Z těchto výpočtu je zřejmé, že při navrženém chlazení pláště nedojde k překročení limitní teploty, která je pro zvolený žárobeton 1800°C.

4.8 Energetická bilance komory

4.8.1 Teplo odvedené spaliny

Tepelná energie předaná spalinám:

$$Q_{sp} = \dot{m}_{sp} \cdot c_{p-sp,st} \cdot (t_{sp-výstup} - t_{sp-vstup})$$

- střední teplota spalin

$$t_{sp-st} = \frac{t_{sp-A} + t_{sp-B}}{2} = \frac{1180 + 1600}{2} = \underline{\underline{1390^{\circ}C}}$$

pro tuto hodnotu odečteme: $c_{p-sp,st} = 1397,8 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

- pro minimální výkon

$$Q_{sp-min} = 0,255 \cdot 1397,8 \cdot (1600 - 1180) = \underline{\underline{149386,92W}}$$

- pro maximální výkon

$$Q_{sp-max} = 0,51 \cdot 1397,8 \cdot (1600 - 1180) = \underline{\underline{298773,84W}}$$

4.8.2 Energie přivedená plazmou do komory

Tato energie, kterou musí dodat plazmové hořáky do disociační komory:

$$Q_{plaz} = Q_{sp} + Q_{v-celk}$$

- pro minimální výkon

$$Q_{plaz-min} = 149386,92 + 23350,71 = \underline{\underline{172737,63W}}$$

- pro maximální výkon

$$Q_{plaz-max} = 298773,84 + 25836,65 = \underline{\underline{324610,49W}}$$

Z výsledku vyplývá, že tři plazmové hořáky dodají o málo menší výkon, než by byl třeba na ohřev spalín na teplotu 1600°C. Přesto není nutné provádět výpočet znovu pro čtyři hořáky, protože správná funkce zařízení bude zajištěna i při teplotě o něco málo menší než 1600°C.

5. Tlaková ztráta spalovací pece a disociační komory

Celková tlaková ztráta se počítá jako součet ztrát třením a ztrát místních dle vztahů:

Tlaková ztráta třením:

$$p_{ZT-t,i} = \lambda \cdot \frac{L_i}{d_i} \cdot \frac{w_{sp-i}^2}{2} \cdot \rho_{sp-i}$$

Tlaková ztráta místními odpory:

$$p_{ZT-m,i} = \xi \cdot \frac{w_{sp-i}^2}{2} \cdot \rho_{sp-i}$$

Pozn.: Protože pro návrh spalínového ventilátoru je třeba určit pouze maximální tlakovou ztrátu, budeme počítat pouze takovou tlakovou ztrátu maximální, která je při nejvyšším výkonu spalovny $100 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ odpadů.

5.1 Tlaková ztráta ve spalovací peci

Podle lit. [10] byl zjištěn maximální potřebný podtlak ve spalovací komoře, který je přibližně 60 Pa.

Tomu odpovídá maximální rychlost spalín:

$$w_{sp-\max} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{sp}}}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro maximální rychlosti spalín.

Maximální potřebný podtlak ve spalovací komoře

$\Delta p = 60 \text{ Pa}$

Hustota spalin
(pro střední teplotu spalin 900°C)

$$\rho_{sp} = 0,3051 \text{ kg.m}^{-3}$$

$$w_{sp-\max} = \sqrt{\frac{2 \cdot 60}{0,3051}} = \underline{\underline{19,83 \text{ ms}^{-1}}}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet tlakové ztráty třením v peci:

Součinitel ztrát třením:

$$\lambda = 0,05$$

Délka

$$L = 2,03 \text{ m}$$

Průměr

$$d = 1,15 \text{ m}$$

Hustota spalin
(pro střední teplotu spalin 900°C)

$$\rho_{sp} = 0,3051 \text{ kg.m}^{-3}$$

$$p_{ZT-t} = 0,05 \cdot \frac{2,03}{1,15} \cdot \frac{19,83^2}{2} \cdot 0,3051 = \underline{\underline{5,296 \text{ Pa}}}$$

- tlaková ztráta místními odpory (náhlé zúžení průměru z 1,15 m na 0,6 m)

Hodnota dosazovaná do vztahu pro výpočet místní tlakové ztráty v peci:

Součinitel místních ztrát

$$\xi = 0,48$$

$$p_{ZT} = 0,48 \cdot \frac{19,83^2}{2} \cdot 0,3051 = \underline{\underline{28,8 \text{ Pa}}}$$

- tlaková ztráta třením ve výstupní části spalovací pece

$$w'_{sp-\max} = w_{sp-\max} \cdot \frac{d^2}{d'^2} = 19,83 \cdot \frac{1,15^2}{0,6^2} = \underline{\underline{72,86 \text{ ms}^{-1}}}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet tlakové ztráty třením na výstupu z pece:

Součinitel ztrát třením	$\underline{\lambda} = 0,05$
Délka	$L = 0,34 \text{ m}$
Průměr	$d = 0,6 \text{ m}$
Hustota spalin (pro střední teplotu spalin 1180°C)	$\rho_{sp} = 0,2464 \text{ kg.m}^{-3}$

$$p_{ZT-celk} = 0,05 \cdot \frac{0,34}{0,6} \cdot \frac{72,86^2}{2} \cdot 0,2464 = \underline{\underline{18,528 Pa}}$$

Celková ztráta ve spalovací komoře:

$$p_{ZT-celk} = \sum p_{ZT-t} + \sum p_{ZT-m} = 5,296 + 18,528 + 28,8 = \underline{\underline{52,624 Pa}}$$

5.2 Tlaková ztráta mezi spalovací a disociační komorou

Mezi spalovací a disociační komorou se vyskytuje pouze tlaková ztráta třením ve spojovací přírubě.

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet tlakové ztráty třením ve spojovací přírubě:

Součinitel ztrát třením	$\underline{\lambda} = 0,05$
Délka	$L = 0,3 \text{ m}$
Průměr	$d = 0,6 \text{ m}$
Hustota spalin (pro střední teplotu spalin 1180°C)	$\rho_{sp} = 0,2464 \text{ kg.m}^{-3}$

$$p_{ZT-t} = 0,05 \cdot \frac{0,3}{0,6} \cdot \frac{72,86^2}{2} \cdot 0,2464 = \underline{\underline{16,34 Pa}}$$

5.3 Tlaková ztráta disociační komory

Disociační komora je konstruována jako válec, zde dochází pouze k tlakovým ztrátám třením.

- tlaková ztráta pro část A

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet tlakové ztráty třením části A:

Rychlost spalin	$w_{sp-A} = 7,3 \text{ m.s}^{-1}$
Součinitel ztrát třením	$\lambda = 0,05$
Délka	$L_A = 0,6 \text{ m}$
Průměr	$d_A = 0,6 \text{ m}$
Hustota spalin	$\rho_{sp-A} = 0,2464 \text{ kg.m}^{-3}$
(pro střední teplotu spalin 1180°C)	

$$p_{ZT-t,A} = 0,05 \cdot \frac{0,6}{0,6} \cdot \frac{7,3^2}{2} \cdot 0,2464 = \underline{\underline{0,328 Pa}}$$

- tlaková ztráta pro část B

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet tlakové ztráty třením části B:

Rychlost spalin	$w_{sp-B} = 9,42 \text{ m.s}^{-1}$
Součinitel ztrát třením	$\lambda = 0,05$
Délka	$L_A = 0,55 \text{ m}$
Průměr	$d_A = 0,6 \text{ m}$
Hustota spalin	$\rho_{sp-B} = 0,1911 \text{ kg.m}^{-3}$
(pro střední teplotu spalin 1600°C)	

$$p_{ZT-t,B} = 0,05 \cdot \frac{0,55}{0,6} \cdot \frac{9,42^2}{2} \cdot 0,1911 = \underline{\underline{0,388 Pa}}$$

Celková ztráta v disociační komoře:

$$p_{ZT-celk} = \sum p_{ZT-t,i} + \sum p_{ZT-m} = 0,328 + 0,388 + 0 = \underline{\underline{0,717 Pa}}$$

6. Návrh chladiče spalin

Aby nedošlo ke zpětné rekombinaci disociovaných sloučenin, je nutné je zchladit ze vstupní teploty 1600°C na výstupní teplotu 480°C za dobu kratší než 0,3 s. Tím je také dána hlavní podmínka návrhu chladiče spalin za dohořivací plazmovou disociační komorou.

Chlazení spočívá v tom, že proti proudícím spalinám se vstřikuje voda, která je pomocí trysky rozprášena na drobné kapičky. Vzdálenost trysky od vstupu spalin do ústí chladiče je dáno dráhou, kterou kapičky vody urazí, než se vypaří.

Chladič navrhují pro maximální požadovaný výkon spalovny 100 kg.h⁻¹.

6.1 Výpočet množství chladící vody

Při výpočtu vycházíme z bilanční rovnice chladiče:

$$\dot{m}_{sp} \cdot (i_{sp-16000} - i_{sp-480}) = \dot{m}_{chlv} \cdot (i_{chlv-syt} - i_{chlv-vstup}) + \dot{m}_{chlv} \cdot 1 + \dot{m}_{chlv} \cdot (i_{1-480} - i_{p-syt})$$

po zjednodušení:

$$\dot{m}_{sp} \cdot (i_{sp-16000} - i_{sp-480}) = \dot{m}_{chlv} \cdot (i_{1-480} - i_{p-syt})$$

po úpravě dostaneme vztah pro výpočet množství chladící vody:

$$\dot{m}_{chlv} = \frac{\dot{m}_{sp} \cdot (i_{sp-1600} - i_{sp-480})}{i_{p-480} - i_{chlv-vstup}}$$

Výpočet entalpie spalin:

$$i_{sp} = c_{p,sp} \cdot T_{sp}$$

- měrná tepelná kapacita spalin

Pozn.: Následující hodnoty měrných tepelných kapacit jsou určeny z lit.[8].

$$c_{p,sp-1600} = \underline{1,4239 kJ kg^{-1} K^{-1}}$$

$$c_{p,sp-480} = \underline{1,2187 kJ kg^{-1} K^{-1}}$$

- entalpie spalin

$$i_{sp-1600} = 1,4239 \cdot (1600 + 273,15) = \underline{\underline{2667,178 kJ kg^{-1}}}$$

$$i_{sp-480} = 1,2187 \cdot (480 + 273,15) = \underline{\underline{917,864 kJ kg^{-1}}}$$

Další hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet množství chladicí vody:

Hmotnostní tok spalin

$$\dot{m}_{sp} = 0,5089 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Entalpie páry o teplotě 480°C

$$i_{p-480} = 3446 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie chladicí vody vstupující při teplotě 10°C

$$i_{chlv-vstup} = 42,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Množství chladicí vody:

$$\dot{m}_{chlv} = \frac{0,5089 \cdot (2667,178 - 917,864)}{3446 - 42,04} = \underline{\underline{0,262 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

6.2 Výpočet rychlosti kapky na výstupu z trysky

Pro průtok kapaliny kruhovým otvorem platí:

$$\dot{V}_{chlv} = \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{TR}^2}{4} \cdot \left(2 \cdot \frac{p_1 - p_0}{\rho_{chlv}} \right)^{0,5}$$

po úpravě dostaneme vztah pro výpočet tlaku před tryskou:

$$p_1 = \left(\frac{4 \cdot \dot{V}_{chlv}}{\mu \cdot \pi \cdot d_{TR}^2} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{chlv}}{2} + p_0$$

Výpočet množství chladicí vody:

$$\dot{V}_{chlv} = \frac{\dot{m}_{chlv}}{\rho_{chlv}}$$

hustota chladicí vody: $\rho_{chlv} = 999,7 \text{ kg.m}^{-3}$

$$\dot{V}_{chlv} = \frac{0,2625}{999,7} = \underline{\underline{2,616 \cdot 10^{-1} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Další hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet tlaku před tryskou:

Výtokový součinitel trysky

$$\mu = 0,55$$

(vychází z konstrukce trysky a pohybuje se v rozmezí 0,3÷0,75)

Tlak v prostoru chladiče

$$p_0 = 0,1 \text{ MPa}$$

Průměr otvoru trysky

$$d_{TR} = 2 \text{ mm}$$

$$p_1 = \left(\frac{4 \cdot 2,616 \cdot 10^{-4}}{0,55 \cdot \pi \cdot 0,002^2} \right)^2 \cdot \frac{999,7}{2} + 0,1 \cdot 10^6 = 3082598,418 \text{ Pa} = \underline{\underline{3,0826 \text{ MPa}}}$$

Rychlost kapky na výstupu z trysky:

$$w_{TR} = \left(2 \cdot \frac{p_1 - p_0}{\rho_{chlv}} \right)^{0,5} = \left(2 \cdot \frac{3082598,418 - 0,1 \cdot 10^6}{999,7} \right)^{0,5} = \underline{\underline{77,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

6.3 Výpočet maximální velikosti kapky

Velikost kapek, která závisí na konstrukčním provedení ústí trysky, na velikostech rozstříkované kapaliny, a na její počáteční rychlosti se zjišťuje experimentálně tak, že se kapky vyfotografují, a pak se odměří jejich velikost.

Protože tryska pro náš chladič není ještě vyrobena, musíme pro určení velikosti kapky použít vztah z lit. [2], pomocí kterého můžeme přibližně stanovit maximální průměr kapky.

$$d_{kp-\max} = K \cdot \frac{8 \cdot \sigma}{\rho_{chl} \cdot w_{TR}^2}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet maximálního průměru kapky:

Koeficient závislý na vlastnostech kapaliny

$K = 2,5$ (pro vodu)

Povrchové napětí kapaliny

$\sigma = 73 \text{ M.m}^{-1}$

Maximální průměr kapky:

$$d_{kp-\max} = 2,5 \cdot \frac{8 \cdot 73}{999,7 \cdot 77,25^2} = \underline{\underline{2,448 \cdot 10^{-4} \text{ m}}}$$

6.4 Výpočet doby ohřevu kapky

poté co kapka opustí ústí trysky, začne se nejdříve ohřívat na výparnou teplotu, která je při daném tlaku v chladiči 100°C .

Pro přenos tepla platí rovnice:

$$\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-\max}^2 \cdot (T_{sp-1600} - T_{kp}) = c_{p-kp} \cdot m_{kp} \cdot \frac{T'_{kp} - T_{kp}}{\tau_1}$$

po úpravě dostaneme vztah pro výpočet teploty kapky v daném okamžiku:

$$T'_{kp} = \frac{\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-\max}^2 \cdot (T_{sp-1600} - T_{kp})}{c_{p-kp} \cdot m_{kp}} \cdot \tau_1 + T_{kp}$$

po zjednodušení:

$$T_{kp} = \underline{k} \cdot T_{sp-1600} + (1 - \underline{k}) \cdot T_{sp}$$

$$\text{kde: } \underline{k} = \frac{\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-\max}^2}{c_{p-kp} \cdot m_{kp}} \cdot \tau_1$$

Hmotnost kapky:

$$m_{kp} = \rho_{chlv} \cdot \frac{\pi \cdot d_{kp-\max}^3}{6} = 999,7 \cdot \frac{\pi \cdot (2,448 \cdot 10^{-4})^3}{6} = \underline{\underline{7,675 \cdot 10^{-9} \text{ kg}}}$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp-1600}}{d_{kp-\max}}$$

- Nusseltovo kritérium

$$Nu = 2 + 0,552 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,3}$$

- Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{W_{kp-sp} \cdot d_{kp-\max}}{\nu_{sp-1600}}$$

- rychlost kapky vůči proudu spalin

$$w_{kp-sp} = w_{TR} + w_{sp}$$

- rychlost proudu spalin v chladiči

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp-1600}}{S_{ch}}$$

- objem spalin při teplotě 1600°C

$$\dot{V}_{sp-1600} = \underline{\underline{2,6624m^3 \cdot s^{-1}}}$$

- plocha průřezu chladiče

$$S_{ch} = \frac{\pi \cdot d_{ch}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} = \underline{\underline{0,2827m^2}}$$

- rychlost proudu spalin v chladiči

$$w_{sp} = \frac{2,6624}{0,2827} = \underline{\underline{9,42m \cdot s^{-1}}}$$

- rychlost kapky vůči proudu spalin

$$w_{kp-sp} = 77,25 + 9,42 = \underline{\underline{86,66m \cdot s^{-1}}}$$

kinematická viskozita spalin z lit. [8]

$$\nu_{sp-1600} = 3,106 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot s^{-1}$$

- Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{86,66 \cdot 2,448 \cdot 10^{-4}}{3,106 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{68,29}}$$

- Prandtlovo číslo z lit.[8]

$$Pr = 0,5775$$

-Nusseltovo kritérium

$$Nu = 2 + 0,552 \cdot 68,29^{0,5} \cdot 0,5775^{0,3} = \underline{\underline{5,869}}$$

- součinitel tepelné vodivosti spalin z lit. [8]

$$\lambda_{sp-1600} = 0,1463 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = \frac{5,869 \cdot 0,1463}{2,448 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{3509,048 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

Při výpočtu teploty musí být dodržena podmínka stability: $1 - \underline{k} > 0$

po dosazení a úpravě:

$$\frac{c_{p-kp} \cdot m_{kp}}{\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-\max}^2} \tau_1$$

Vyřešíme vztah pro výpočet teploty kapky v daném okamžiku pro konečnou teplotu 100°C:

$$T'_{kp} = k \cdot T_{sp-1600} + (1 - \underline{k}) \cdot T_{kp}$$

po úpravě:

$$\underline{k} = \frac{T'_{kp} - T_{kp}}{T_{sp-1600} - T_{kp}} = \frac{(100 + 273,15) - (10 + 273,15)}{(1600 + 273,15) - (10 + 273,15)} = \underline{\underline{0,056604}}$$

Výpočet ohřevu kapky:

- vycházíme z rovnice pro konstantu \underline{k}

$$\tau_1 = \frac{c_{p-kp} \cdot m_{kp} \cdot \underline{k}}{\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-\max}^2} = \frac{4183 \cdot 7,675 \cdot 10^{-9} \cdot 0,056604}{3509,08 \cdot \pi \cdot (2,448 \cdot 10^{-4})^2} = \underline{\underline{0,002752s}}$$

Podmínka stability:

Měrná tepelná kapacita kapky

$$c_{p-kp} = 4183 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\frac{4183 \cdot 7,675 \cdot 10^{-9}}{3509,048 \cdot \pi \cdot (2,448 \cdot 10^{-4})^2} > 0,002752$$

$$\underline{0,048612} > 0,002752 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.5 Výpočet doby vypařování kapky

Při výpočtu vycházíme z rovnice:

$$\frac{m_{kp} \cdot l}{\tau_2} = \alpha_{ST} \cdot S_{kp} \cdot dt_{ST}$$

V průběhu vypařování kapky vyjádříme časový krok:

$$\tau_2 = \frac{m_{kp} \cdot l}{\alpha_{ST} \cdot S_{kp} \cdot dt_{ST}}$$

V průběhu vypařování se mění parametry kapky, ale my je budeme pro zjednodušení výpočtu považovat za konstanty.

Střední rozdíl teploty kapky a teploty spalin:

$$dt_{ST} = t_{sp-ST} - t_{kp-vyp}$$

- střední teplota spalin v chladiči

$$t_{sp-ST} = \frac{t_{sp-1600} + t_{sp-480}}{2} = \frac{1600 + 480}{2} = \underline{\underline{1040^{\circ}C}}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet středního rozdílu teploty kapky:

Teplota kapky po dobu vypařování v chladiči

$$t_{kp-vyp} = 100^{\circ}C$$

Střední rozdíl teploty kapky a teploty spalin:

$$dt_{ST} = 1040 - 100 = \underline{\underline{940^{\circ}C}}$$

Povrch kapky:

$$S_{kp} = \pi \cdot d_{kp-max}^2 = \pi \cdot (2,448 \cdot 10^{-4})^2 = \underline{\underline{1,8819 \cdot 10^{-7} m^2}}$$

Střední součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{ST} = \frac{Nu_{ST} \cdot \lambda_{sp-ST}}{d_{kp-ST}}$$

- Nusseltovo kritérium při střední teplotě spalin a střední velikosti kapky

$$Nu_{ST} = 2 + 0,552 \cdot Re_{ST}^{0,5} \cdot Pr_{ST}^{0,3}$$

- Reynoldsovo číslo při střední teplotě spalin a střední velikosti kapky

$$\text{Re}_{ST} = \frac{w_{kp-st} \cdot d_{kp-ST}}{\nu_{sp-ST}}$$

- střední velikost kapky

$$d_{kp-ST} = \frac{d_{kp-max}}{2} = \frac{2,448 \cdot 10^{-4}}{2} = \underline{\underline{1,224 \cdot 10^{-4} m}}$$

- kinematická viskozita spalin při střední teplotě spalin z lit [8]

$$\nu_{sp-ST} = 1,5558 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

- Reynoldsovo číslo při střední teplotě spalin a střední velikosti kapky

$$\text{Re}_{ST} = \frac{86,66 \cdot 1,224 \cdot 10^{-4}}{1,5558 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{68,17}}$$

- Prandtlovo číslo při střední teplotě spalin z lit. [8].

$$\text{Pr}_{ST} = 0,6105$$

- součinitel tepelné vodivosti spalin při střední teplotě spalin z lit. [8].

$$\lambda_{sp-ST} = 0,0995 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

- Nusseltovo kritérium při střední teplotě spalin

$$\text{Nu}_{ST} = 2 + 0,552 \cdot 68,17^{0,5} \cdot 0,6105^{0,3} = \underline{\underline{5,93}}$$

Střední součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{ST} = \frac{5,93 \cdot 0,0995}{1,224 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{4617,26 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

Další hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet doby vypařování kapky:

Měrné výparné teplo vody $l = 2257 \text{ kJ.kg}^{-1}$

Výpočet doby vypařování kapky:

$$\tau_2 = \frac{7,675 \cdot 10^{-9} \cdot 2257 \cdot 10^3}{4617,26 \cdot 1,8819 \cdot 10^{-7} \cdot 940} = \underline{\underline{0,021206s}}$$

6.6 Výpočet doby ochlazení spalin

Pro určení doby ochlazení spalin je třeba zjistit dráhu, kterou kapka urazí, než se zcela vypaří. Tento údaj je důležitý i pro umístění trysky v chladiči. Tryska by nemela být vzdálena od vstupního ústí chladiče méně než je maximální dráha vypařování kapky, ale nesmí být ani o moc dále, protože by mohlo dojít k pomalejšímu ochlazování spalin a jejich zpětné rekombinaci.

Dráha vypařování kapky:

$$L_{\text{vyp}} = w_{TR} \cdot (\tau_1 + \tau_2) = 77,25 \cdot (0,002752 + 0,21206) = \underline{\underline{1,85m}}$$

Výpočet doby ochlazení spalin:

$$\tau_{\text{ochl}} = \frac{L_{\text{vyp}}}{w_{sp}} = \frac{1,85}{9,42} = \underline{\underline{0,1964s}}$$

Spaliny budou ochlazeny ze vstupní teploty 1600°C na výstupní teplotu 480°C za asi $0,1964 \text{ s}$, což je doba kratší než $0,3 \text{ s}$, a je tedy splněna hlavní vstupní podmínka.

6.7 Výpočet tlakové ztráty v chladiči

Chladič je konstruován jako válec, dochází zde k tlakovým ztrátám třením. V chladiči dochází ke změně hustoty spalin i jejich rychlosti, počítáme s parametry na vstupu, neboť při nich je tlaková ztráta nejvyšší.

Tlaková ztráta v chladiči:

$$p_{ZT} = \underline{\lambda} \cdot \frac{L_{ch}}{d_{ch}} \cdot \frac{w_{sp}}{2} \cdot \rho_{sp-1600}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet tlakové ztráty v chladiči:

Součinitel ztrát třením

$$\underline{\lambda} = 0,055$$

Délka chladiče

$$L_{ch} = 2,3 \text{ m}$$

$$p_{ZT} = 0,055 \cdot \frac{2,3}{0,6} \cdot \frac{9,42^2}{2} \cdot 0,1911 = \underline{\underline{1,747 \text{ Pa}}}$$

6.8 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin

Při výpočtu počítáme se střední teplotou spalin 1040°C a teplotu stěny předpokládáme 550°C. Skutečná teplota stěny nesmí překročit limitní teplotu, která je 1250°C pro žárobeton.

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_{sp-KO} - \alpha_{sp-S}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin konvekcí:

$$\alpha_{sp-KO} = \frac{Nu_{sp} \cdot \lambda_{sp-ST}}{d_{ch}}$$

- Nusseltovo číslo spalin

$$Nu_{sp} = C \cdot Re_{sp}^{0,8} \cdot Pr_{ST}^{0,4} \cdot x$$

- Reynoldsovo číslo spalin

$$Re_{sp} = \frac{w_{sp-ST} \cdot d_{ch}}{v_{sp-ST}}$$

- střední rychlost spalin

$$w_{sp-ST} = \frac{\dot{V}_{sp-ST}}{S_{ch}}$$

- objem spalin při teplotě 1040°C (ze stavové rovnice)

$$\dot{V}_{sp-ST} = \dot{V}_{sp} \cdot \frac{T_{sp-ST}}{T_N} = 0,3882 \cdot \frac{(1040 + 273,15)}{273,15} = \underline{\underline{1,891 m^3 \cdot s^{-1}}}$$

- střední rychlost spalin

$$w_{sp-ST} = \frac{1,891}{0,2827} = \underline{\underline{6,688 m \cdot s^{-1}}}$$

- Reynoldsovo číslo spalin

$$Re_{sp} = \frac{6,688 \cdot 0,6}{1,5558 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{25791,66}}$$

- teplotní koeficient

$$x = 1,27 - 0,27 \cdot \frac{T_{st}}{T_{sp-ST}}$$

volím:

Teplota povrchu stěny

$$t_{st} = 550^{\circ}\text{C}$$

$$x = 1,27 - 0,027 \cdot \frac{550 + 273,15}{1050 + 273,15} = \underline{\underline{1,1008}}$$

Hodnota dosazovaná do vztahu pro výpočet Nusseltova čísla spalín:

Konstanta závislá na podmínkách

$$C = 0,021$$

- Nusseltovo číslo spalín

$$Nu_{sp} = 0,021 \cdot 25791,66^{0,8} \cdot 1,1008 = \underline{\underline{64,17}}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín konvekcí:

$$\alpha_{sp-KO} = \frac{64,17 \cdot 0,0995}{0,6} = \underline{\underline{10,1911 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}}}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín sáláním:

$$\alpha_{sp-S} = \frac{q}{T_{sp-ST} - T_{st}}$$

- zářivý tok

$$q = \varepsilon_{ef} \cdot C_o \cdot \left[\varepsilon_{sp} \cdot \left(\frac{T_{sp-ST}}{100} \right)^4 - A_{sp} \cdot \left(\frac{T_{st}}{100} \right)^4 \right]$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet zářivého toku:

Efektivní emisivita šedého povrchu	$\epsilon_{ef} = 0,59$ – pro žárobeton
Součinitel vyzařování dokonale černého tělesa	$C_O = 5,775 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Integrální emisivita spalin	$\epsilon_{sp} = 0,0316$
Integrální pohltivost spalin	$A_{sp} = 0,0439$

$$q = 0,59 \cdot 5,775 \cdot \left[0,0316 \cdot \left(\frac{1040 + 273,15}{100} \right)^4 - 0,0439 \cdot \left(\frac{550 + 273,15}{100} \right)^4 \right] = \underline{\underline{2514,735 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sp-s} = \frac{2514,735}{(1040 + 273,15) - (550 + 273,15)} = \underline{\underline{5,132 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{sp} = 10,191 + 5,132 = \underline{\underline{15,323 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

6.9 Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody

Pro výpočet volím průtok vody $\dot{V}_v = 0,6 \text{ s}^{-1}$, a teplotu vody $t_v = 10^\circ\text{C}$.

Součinitel přestupu tepla ze strany vody:

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda_{tv}}{L_K}$$

- Nusseltovo číslo chladicí vody

$$Nu_v = C \cdot \text{Re}_v^{0,8} \cdot \text{Pr}_v^{0,4} \cdot \epsilon_T \cdot \epsilon_R \cdot \epsilon_L$$

- Reynoldsovo číslo chladící vody

$$\text{Re}_v = \frac{w_v \cdot \underline{L}_K}{\nu_v}$$

- rychlost chladící vody

$$w_v = \frac{\dot{V}_v}{S_K}$$

- průtočná plocha kanálu

$$S_K = a \cdot b$$

pro rozměry kanálu

$$a = 0,03 \text{ m}$$

$$b = 0,025 \text{ m}$$

$$S_K = 0,03 \cdot 0,025 = \underline{\underline{0,00075 \text{ m}^2}}$$

- rychlost chladící vody

$$w_v = \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{0,00075} = \underline{\underline{0,8 \text{ s}^{-1}}}$$

charakteristický rozměr kanálu:

$$\underline{L}_K = 4 \cdot \frac{S_K}{O_K}$$

- omočený obvod kanálu

$$O_K = 2 \cdot (a + b) = 2 \cdot (0,03 + 0,025) = \underline{\underline{0,11 \text{ m}}}$$

- charakteristický rozměr kanálu

$$\underline{L_K} = 4 \cdot \frac{0,00075}{0,11} = \underline{\underline{0,0273m}}$$

Hodnota dosazovaná do vztahu pro výpočet Reynoldsova čísla chladící vody:

Kinematická viskozita chladící vody $\nu_v = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

- Reynoldsovo číslo chladící vody

$$\text{Re}_v = \frac{0,8 \cdot 0,0273}{1,306 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{16706,11}}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet Nusseltova čísla chladící vody:

Prandtlovo číslo chladící vody $\text{Pr}_v = 9,45$

Opravný součinitel na neizotermické proudění kapaliny $\epsilon_t = 1,671$

Opravný součinitel pro proudění kapaliny v hadech $\epsilon_R = 1,513$

Opravný součinitel pro krátké hady $\epsilon_L = 1$

- Nusseltovo číslo chladící vody

$$\text{Nu}_v = 0,21 \cdot 16706,11^{0,8} \cdot 9,45^{0,43} \cdot 1,671 \cdot 1,513 \cdot 1 = \underline{\underline{333,25}}$$

Hodnota dosazovaná do vztahu pro výpočet součinitele přestupu tepla ze strany vody:

Součinitel tepelné vodivosti chladící vody $\lambda_v = 0,58 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$

Součinitel přestupu tepla ze strany vody:

$$\alpha_v = \frac{333,25 \cdot 0,58}{0,0273} = \underline{\underline{7087,125 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}}}$$

6.10 Výpočet součinitele prostupu tepla

Pro válcovou stěnu:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{sp} \cdot d_{zb}} + \frac{1}{2 \cdot d_{zb}} \cdot \ln \frac{D_{zb}}{d_{zb}} + \frac{1}{\alpha_v \cdot D_{zb}}}$$

- součinitel tepelné vodivosti žárobetonu

$$\lambda_{zb} = 0,79 - 0,9 \cdot 10^{-4} \cdot t_{zb} = 0,79 - 0,9 \cdot 10^{-4} \cdot 1250 = \underline{\underline{0,6775 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

Další hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet součinitele prostupu tepla:

Vnitřní průměr žárobetonu

$$d_{zb} = 0,6 \text{ m}$$

Vnější průměr žárobetonu

$$D_{zb} = 0,7 \text{ m}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{15,323 \cdot 0,6} + \frac{1}{2 \cdot 0,6775} \cdot \ln \frac{0,7}{0,6} + \frac{1}{7087,125 \cdot 0,7}} = \underline{\underline{14,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

6.11 Výpočet tepelného toku

Tepelný tok určíme ze vztahu:

$$Q = k \cdot (t_{sp-ST} - t_v) \cdot L_{ch}$$

Hodnota dosazována do vztahu pro výpočet tepelného toku:

Délka chladiče

$$L_{ch} = 2,3 \text{ m}$$

Tepelný tok:

$$Q = 14,1 \cdot (1040 - 10) \cdot 2,3 = \underline{\underline{33402,9 \text{ W}}}$$

6.12 Výpočet ohřevu chladící vody

Podle vztahu:

$$t_{v-vystup} = \frac{Q}{\dot{m}_v \cdot c_{p-v}} + t_{v-vstup}$$

- hmotnostní tok chladící vody

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot \dot{V}_v = 999,7 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{0,5998 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Hodnota dosazovaná do vztahu pro výpočet ohřevu chladící vody:

Měrná tepelná kapacita vody

$$c_{p-v} = 4183 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Ohřev chladící vody:

$$t_{v-vystup} = \frac{33402,9}{0,5998 \cdot 4183} + 10 = \underline{\underline{23,31^\circ\text{C}}}$$

6.13 Kontrola teploty povrchu stěny žárobetonu

Pro teplotu na povrchu stěny platí:

$$t_{zb} = t_{sp-ST} - \frac{Q}{\pi \cdot L_{ch}} \cdot \frac{1}{\alpha_{sp} \cdot d_{zb}} = 1040 - \frac{33402,9}{\pi \cdot 2,3} \cdot \frac{1}{15,323 \cdot 0,6} = \underline{\underline{537,18^\circ\text{C}}}$$

Z tohoto výpočtu je zřejmé, že při navrženém chlazení pláště nedojde k překročení limitní teploty, která je pro žárobeton 1250°C .

7. Návrh výměníku tepla

Potřebný výkon výměníku tepla závisí na množství a výhřevnosti spalovaného odpadu. Výměník tepla musí být v provozu po celou dobu činnosti pece, protože odebírá teplo spalinám, a tím zajišťuje jejich optimální teplotu pro vstup do ekobloku.

7.1 *Bilance výměníku tepla a potřebné množství chladicí vody*

Parametry pro tepelnou bilanci:

Vstupní teplota spalin	$t_{11} = 480^{\circ}\text{C}$
Výstupní teplota spalin	$t_{12} = 250^{\circ}\text{C}$
Vstupní teplota chladicí vody	$t_{21} = 20^{\circ}\text{C}$
Výstupní teplota chladicí vody	$t_{22} = 60^{\circ}\text{C}$

Základní bilanční rovnice:

- teplo odebrané topnému médiu

$$Q_1 = \dot{m}_{sp} \cdot c_{p,sp-ST} \cdot (t_{11} - t_{12})$$

- teplo předané otápěnému médiu

$$Q_2 = \dot{m}_{chv} \cdot c_{p,chv-ST} \cdot (t_{22} - t_{21})$$

Platí:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \eta_{vym}$$

Určení středních teplot a středních měrných tepelných kapacit:

- spaliny

$$t_{sp-ST} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{480 + 250}{2} = \underline{365^{\circ}C} \Rightarrow c_{p,sp-ST} = \underline{1,2551 \text{ kJ}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}}$$

- chladicí vody

$$t_{chv-ST} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{30 + 60}{2} = \underline{45^{\circ}C} \Rightarrow c_{p,chv-ST} = \underline{4,1804 \text{ kJ}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}}$$

Určení potřebného množství chladicí vody:

$$\dot{m}_{chv} = \dot{m}_{sp} \cdot \frac{c_{p,sp-ST} \cdot (t_{11} - t_{12})}{c_{p,chv-ST} \cdot (t_{22} - t_{21})} \cdot \eta_{vym}$$

- pro minimální výkon

$$\dot{m}_{chv} = 0,2545 \cdot \frac{1,2551 \cdot (480 - 250)}{4,1804 \cdot (60 - 30)} \cdot 0,95 = \underline{\underline{0,6457 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

- pro maximální výkon

$$\dot{m}_{chv} = 0,5089 \cdot \frac{1,2551 \cdot (480 - 250)}{4,1804 \cdot (60 - 30)} \cdot 0,95 = \underline{\underline{1,2925 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

8. Návrh pračky spalin

K čištění spalin bude použito polosuché metody. Proces čištění touto metodou se dá rozdělit na rozprášení vápenného sorbetu, jeho vypařování a reakce se spalinami a zachycení suchého produktu reakce na látkovém filtru. Tento způsob čištění spalin je poměrně jednoduchý, má dostačující účinnost (až 90 %) a minimální problémy s odpadními produkty. Toto zařízení odlučuje sloučeniny síry, chlóru, fluoru i těžkých kovů s výjimkou rtuti.

Pro optimální absorpci škodlivin je nutné zajistit:

- dobrý kontakt spalin s aditivem a rovnoměrné rozdělení proudového pole spalin
- velký reakční povrch kapiček
- dostatečnou dobu reakce (10 – 60 s)
- odloučení nejjemnějších částic v úletu (mají největší povrch a vážou těžké kovy)

8.1 Výpočet délky reakčních komor

8.1.1 Model kapky

Vápenná emulze vstupující do pračky spalin se v trysce rozstříkuje na velké množství malých kapek. Jejich pohyb lze rozdělit na dvě fáze:

- ohřev kapky ze vstupní teploty na teplotu vypařování
- vypařování kapky

Do pračky vstupuje vápenná emulze o teplotě 20°C, což odpovídá teplotě okolí pračky. Hmotnost kapky je v průběhu ohřevu konstantní, ve druhém úseku, kdy dochází k vypařování kapky její hmotnost klesá.

8.1.2 Počáteční rychlost kapky

Rychlost kapky závisí na parametrech stlačeného vzduchu a na velikosti dopravovaného množství sorbentu.

Pro vzduch a sorbent platí tyto vstupní hodnoty:

Tlak vzduchu na vstupu do trysky	$p_1 = 0,9 \text{ MPa}$
Tlak v reaktoru	$p_0 = 0,1 \text{ MPa}$
Množství vzduchu	$V_{VZ} = 17 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Teplota sorbentu na vstupu do pračky	$t_s = 20^\circ\text{C}$
Množství sorbentu	$Q_s = 40 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$

Hustota vzduch při tlaku p_1 :

$$\rho_{VZ} = \frac{p_1}{r \cdot T_{VZ}} = \frac{0,9 \cdot 10^6}{287 \cdot 293,15} = \underline{\underline{10,703 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}}$$

Rychlost vzduchu na výstupu z trysky:

$$w_{VZ} = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1 - p_0}{\rho_{VZ}}} = 0,35 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{0,9 \cdot 10^6 - 0,1 \cdot 10^6}{10,703}} = \underline{\underline{135,32 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

kde průtok μ je průtokový součinitel viz lit [7].

Rychlost proudění sorbentu tryskou o průměru 6 mm:

$$w_s = \frac{4 \cdot Q_s}{\pi \cdot d_{TR}^2} = \frac{4 \cdot 1,11 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot (6 \cdot 10^{-3})^2} = \underline{\underline{0,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Výstupní rychlost kapky:

- určíme ji ze zákona o zachování hybnosti

$$w_{VZ} \cdot \dot{m}_{VZ} + w_s \cdot \dot{m}_s = (\dot{m}_{VZ} + \dot{m}_s) \cdot w_{kp}$$

kde:

- hmotnostní tok vzduchu

$$\dot{m}_{vz} = \rho_{vz} \cdot \dot{V}_{vz} = 10,703 \cdot 4,722 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{0,05054 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Potom výsledná rychlost kapky:

$$w_{kp} = \frac{w_{vz} \cdot \dot{m}_{vz} + w_s \cdot \dot{m}_s}{\dot{m}_{vz} + \dot{m}_s} = \frac{135,32 \cdot 0,05054 + 0,39 \cdot 0,0134}{0,05054 + 0,0134} = \underline{\underline{106,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Hmotnost kapky:

$$m_{kp} = \frac{1}{6} \cdot \rho_{kp} \cdot \pi \cdot d_{kp-\max}^3 = \frac{1}{6} \cdot 1210 \cdot \pi \cdot (1,45 \cdot 10^{-8})^3 = \underline{\underline{1,93 \cdot 10^{-9} \text{ kg}}}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet hmotnosti kapky:

Maximální průměr kapky

$$d_{kp-\max} = 1,45 \cdot 10^{-8} \text{ m}$$

- určeno dle lit.: [11]

Hustota kapky

$$\rho_{kp} = 1210 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

- tato hodnota závisí na poměru vody a hydroxidu vápenatého (1:4)

8.1.3 Přenos tepla při ohřevu a vypařování kapky

Po opuštění trysky je kapce předáváno teplo, které ovlivňuje velikost dráhy ohřevu a vypaření kapky. Z důvodu rozdílných teplot v sekcích se výpočet dle lit.: [8] provádí pro každý stupeň pračky zvlášť.

Výpočet pro první stupeň pračky:

Hodnoty dosazované do vztahů pro výpočet součinitele přestupu tepla (210°C):

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{SP} = 4,388 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita spalin

$$\nu_{SP} = 3,359 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{\text{SP}} = 0,661$$

- Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{w_{kp} \cdot d_{kp-\max}}{\nu_{\text{SP-210}}} = \frac{106,79 \cdot 1,45 \cdot 10^{-4}}{3,359 \cdot 10^{-5}} = \underline{\underline{461}}$$

Nusseltovo kritérium

$$\text{Nu} = 2 + 0,552 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,3} = 2 + 0,552 \cdot 461^{0,5} \cdot 0,661^{0,3} = \underline{\underline{12,22}}$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{SP-210}}}{d_{kp-\max}} = \frac{12,22 \cdot 4,388 \cdot 10^{-2}}{1,45 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{3698,02 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

Přenos tepla při ohřevu kapky

V této fázi dochází k ohřevu kapky z 20°C na 100°C, což se řídí podle rovnice:

$$\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-\max}^2 \cdot (T_{\text{SP-250}} - T_{kp-ST}) = c_{p-kp} \cdot m_{kp} \cdot \frac{T'_{kp} - T_{kp}}{\tau_1}$$

kde:

Teplota spalin na vstupu do pračky

$$T_{\text{SP-250}} = 523,15 \text{ K}$$

Teplota kapky v předchozím časovém kroku

- střední teplota cca 20-60°C

$$T_{kp-ST} = 333,15 \text{ K}$$

Konečná teplota kapky

$$T_{kp} = 373,15 \text{ K}$$

Počáteční teplota kapky

$$T_{kp} = 293,15 \text{ K}$$

Měrná tepelná kapacita kapky

$$c_{p-kp} = 4183 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Doba potřebná k ohřevu kapky:

$$\tau_1 = \frac{c_{p-kp} \cdot m_{kp} \cdot (T_{\text{SP-250}} - T_{kp-ST})}{\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-\max}^2 \cdot (T'_{kp} - T_{kp})} = \frac{4183 \cdot 1,93 \cdot 10^{-9} \cdot (383,15 - 293,15)}{3698,02 \cdot \pi \cdot (1,45 \cdot 10^{-4})^2 \cdot (523,15 - 333,15)} = \underline{\underline{0,0139 \text{ s}}}$$

Přenos tepla při vypařování kapky:

Pro zjednodušení uvažujeme, že hmotnost a plocha kapky jsou během vypařování konstantní. Při výpočtu vycházíme z rovnice:

$$\frac{m_{kp} \cdot l}{\tau_2} = \alpha_{ST} \cdot S_{kp} \cdot dt_{ST}$$

Z rovnice vypařování kapky vyjádříme časový krok:

$$\tau_2 = \frac{m_{kp} \cdot l}{\alpha_{ST} \cdot S_{kp} \cdot dt_{ST}}$$

- střední teplota spalín v prvním stupni

$$t_{sp-ST} = \frac{t_{sp-250} + t_{sp-170}}{2} = \frac{250 + 170}{2} = \underline{\underline{210^\circ C}}$$

Střední rozdíl teplot kapky a teploty spalín:

$$dt_{ST} = t_{sp-ST} - t_{kp-vyp}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet středního rozdílu teploty kapky:

Teplota kapky po dobu vypařování v prvním stupni $t_{kp-vyp} = 100^\circ C$

Střední rozdíl teploty kapky a teploty spalín:

$$dt_{ST} = 210 - 100 = \underline{\underline{110^\circ C}}$$

Povrch kapky:

$$S_{kp} = \pi \cdot d_{kp-max}^2 = \pi \cdot (1,45 \cdot 10^{-4})^2 = \underline{\underline{6,605 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2}}$$

Další dosazované hodnoty do vztahu pro výpočet doby vypařování kapky:

Měrné výparné teplo vody

$$l = 2257 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Výpočet doby vypařování kapky:

$$\tau_2 = \frac{1,93 \cdot 10^{-9} \cdot 2257 \cdot 10^3}{3698,02 \cdot 6,605 \cdot 10^{-8} \cdot 110} = \underline{\underline{0,16 \text{ s}}}$$

Celková doba ohřevu a vypaření kapky v prvním stupni pračky:

$$\tau_1 + \tau_2 = 0,0139 + 0,16 = \underline{\underline{0,174 \text{ s}}}$$

Výpočet přenosu tepla pro druhý stupeň pračky

Vstupní teplota do druhého stupně je 170°C, výstupní 130°C. Střední teplota pro níž jsem odečetla fyzikální vlastnosti spalin je 150°C.

Hodnoty dosazované do vztahů pro výpočet součinitele přestupu tepla (150°C):

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{SP} = 3,769 \cdot 10^{-2} \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita spalin

$$\nu_{SP} = 2,628 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{SP} = 0,667$$

- Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{w_{kp} \cdot d_{kp-\max}}{\nu_{SP-210}} = \frac{106,79 \cdot 1,45 \cdot 10^{-4}}{2,628 \cdot 10^{-5}} = \underline{\underline{596}}$$

Nusseltovo kritérium

$$\text{Nu} = 2 + 0,552 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,3} = 2 + 0,552 \cdot 596^{0,5} \cdot 0,667^{0,3} = \underline{\underline{13,73}}$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{SP-210}}{d_{kp-max}} = \frac{13,73 \cdot 3,769 \cdot 10^{-2}}{1,45 \cdot 10^{-4}} = \underline{\underline{3568,85 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

Přenos tepla při ohřevu kapky

V této fázi dochází k ohřevu kapky z 20°C na 100°C, což se řídí podle rovnice:

$$\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-max}^2 \cdot (T_{SP-250} - T_{kp-ST}) = c_{p-kp} \cdot m_{kp} \cdot \frac{T'_{kp} - T_{kp}}{\tau_1}$$

kde:

Teplota spalin na vstupu do pračky $T_{SP-250} = 443,15 \text{ K}$

Teplota kapky v předchozím časovém kroku

- střední teplota cca 20-60°C $T_{kp-ST} = 333,15 \text{ K}$

Konečná teplota kapky $T_{kp} = 373,15 \text{ K}$

Počáteční teplota kapky $T_{kp} = 293,15 \text{ K}$

Doba potřebná k ohřevu kapky:

$$\tau_1 = \frac{c_{p-kp} \cdot m_{kp} \cdot (T_{SP-250} - T_{kp-ST})}{\alpha \cdot \pi \cdot d_{kp-max}^2 \cdot (T'_{kp} - T_{kp})} = \frac{4183 \cdot 1,93 \cdot 10^{-9} \cdot (373,15 - 293,15)}{3568,85 \cdot \pi \cdot (1,45 \cdot 10^{-4})^2 \cdot (443,15 - 333,15)} = \underline{\underline{0,025 \text{ s}}}$$

Přenos tepla při vypařování kapky:

Pro zjednodušení uvažujeme, že hmotnost a plocha kapky jsou během vypařování konstantní. Při výpočtu vycházíme z rovnice:

$$\frac{m_{kp} \cdot l}{\tau_2} = \alpha_{ST} \cdot S_{kp} \cdot dt_{ST}$$

Z rovnice vypařování kapky vyjádříme časový krok:

$$\tau_2 = \frac{m_{kp} \cdot l}{\alpha_{ST} \cdot S_{kp} \cdot dt_{ST}}$$

- střední teplota spalín v prvním stupni

$$t_{sp-ST} = \frac{t_{sp-250} + t_{sp-170}}{2} = \frac{170 + 130}{2} = \underline{\underline{150^{\circ}C}}$$

Střední rozdíl teplot kapky a teploty spalín:

$$dt_{ST} = t_{sp-ST} - t_{kp-vyp}$$

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet středního rozdílu teploty kapky:

Teplota kapky po dobu vypařování v prvním stupni $t_{kp-vyp} = 100^{\circ}C$

Střední rozdíl teploty kapky a teploty spalín:

$$dt_{ST} = 150 - 100 = \underline{\underline{50^{\circ}C}}$$

Výpočet doby vypařování kapky:

$$\tau_2 = \frac{1,93 \cdot 10^{-9} \cdot 2257 \cdot 10^3}{3568,85 \cdot 6,605 \cdot 10^{-8} \cdot 50} = \underline{\underline{0,37 \text{ s}}}$$

Celková doba ohřevu a vypaření kapky v prvním stupni pračky:

$$\tau_1 + \tau_2 = 0,025 + 0,37 = \underline{\underline{0,395 \text{ s}}}$$

8.1.4 Určení rychlosti pohybu kapky

Na pohybující se kapku působí tyto síly:

- odporová síla (vztlaková a gravitační síla je tak malá, že ji zanedbáme)

$$F_x = \pi \cdot r_{kp}^2 \cdot 0,5 \cdot \rho_{sp} \cdot w_{kp}^2 \cdot c_x$$

Součinitel odporu c_x je funkcí Reynoldsova čísla:

pro $Re = 466$ je $c_x = 0,46$

Základní pohybová rovnice:

$$m_{kp} \cdot a = F_g - F_x$$

- gravitační síla

$$F_g = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{kp}^3 \cdot \rho_{kp} \cdot g$$

Potom:

$$\frac{dw}{d\tau} = -k_1 \cdot w_{kp}^2 + k_2$$

Řešením těchto rovnic je hledaná závislost $w_{kp} = f(t)$:

$$w_{kp} = \frac{(c^2 + c \cdot w_0) \cdot e^{2 \cdot c \cdot k_1 \cdot \tau} + c \cdot w_0 - c^2}{(c + w_0) \cdot e^{2 \cdot c \cdot k_1 \cdot \tau} + c - w_0}$$

kde

$$k_1 = \frac{\pi \cdot r_{kp}^2 \cdot \rho_{sp} \cdot c_x}{2 \cdot m_{kp}} = \frac{\pi \cdot (7,25 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 0,722 \cdot 0,46}{2 \cdot 1,93 \cdot 10^{-9}} = \underline{\underline{1,421}}$$

$$k_2 = \frac{4 \cdot \pi \cdot r_{kp}^3 \cdot \rho_{kp} \cdot g}{3 \cdot m_{kp}} = \frac{4 \cdot \pi \cdot (7,25 \cdot 10^{-5})^3 \cdot 1210 \cdot 9,81}{3 \cdot 1,93 \cdot 10^{-9}} = \underline{\underline{9,817}}$$

$$c = \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} = \sqrt{\frac{9,817}{1,421}} = \underline{\underline{2,628}}$$

Protože rychlost kapky nemá lineární průběh, rozdělila jsem její dráhu na dílčí úseky, v nichž jsem stanovila střední hodnotu rychlosti, a dráhu, kterou kapka za daný čas urazí. Výpočet byl zpracován v programu EXCEL. Závěrem bylo, že v prvním stupni pračky je dráha kapky 2,62 m, a ve druhém stupni pračky 3,04 m.

Délka bude ve skutečnosti kratší vlivem vypařování kapky proto jsem délku obou stupňů pračky navrhla 3 metry.

8.1.5 Určení průměru dvoustupňové pračky spalin

Průměry reakčních komor je zvolen tak, aby doba setrvání spalin v obou sekcích byla minimálně 11 s, což je dostatečně dlouhá doba na to, aby došlo k optimálnímu odstranění SO₂, HCL a CL.

Rychlost proudění spalin v pračce:

$$w_{sp,p} = \frac{L_p}{\tau_{sp}} = \frac{3}{3,5} = \underline{\underline{0,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

- objem spalin při teplotě 210°C

$$\dot{V}_{sp-210} = 0,3882 \cdot \frac{273,15 + 210}{273,15} = \underline{\underline{0,7 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

- plocha stupně pračky spalin

$$S_p = \frac{\dot{V}_{sp-210}}{w_{sp,p}} = \frac{0,7}{0,55} = \underline{\underline{1,3 \text{ m}^2}}$$

Průměr reakčních komor:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3}{\pi}} = \underline{\underline{1,28 \text{ m}}}$$

Průměr komor jsem zvolila 1,5 m, čímž se sníží rychlost proudění spalin a zároveň zvýší doba setrvání spalin v pračce.

8.2 Teplota spalin na výstupu z pračky

Teplotu spalin na výstupu z pračky určíme z energetické bilance pračky:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_{ZT}$$

kde:

- vstup spalin

$$Q_1 = \dot{V}_{sp-vst} \cdot c_{p,sp-vst} \cdot t_{sp-vst}$$

- přívod vzduchu

$$Q_2 = \dot{V}_{VZ} \cdot c_{p-VZ} \cdot t_{VZ}$$

- přívod sorbetu

$$Q_3 = \dot{m}_v \cdot c_{p-v} \cdot t_v - \dot{m}_v \cdot c_{p-v} \cdot t'_v - \dot{m}_v \cdot l - \dot{m}_v \cdot c_{p,p-vst} \cdot t''_v$$

- výstup spalin

$$Q_4 = \dot{V}_{sp-vyst} \cdot c_{p,sp-vyst} \cdot t_{sp-vyst} - \dot{V}_{VZ} \cdot c_{p-VZ} \cdot t_{sp-vyst} + \dot{m}_v \cdot c_{p,p-vyst} \cdot t_{sp-vyst}$$

- ztráty

$$Q_{ZT} = 0,1 \cdot Q_1$$

Po dosazení do bilanční rovnice lze vyjádřit teplotu spalin na výstupu z pračky:

$$t_{sp-vyst} = \frac{0,9 \cdot \dot{V}_{sp-vst} \cdot c_{p,sp-vst} \cdot t_{sp-vst} - [c_{p-v} \cdot (t'_v - t_v) + 1 + c_{p,p-vst} \cdot t''_v]}{\dot{V}_{sp-vyst} \cdot c_{p,sp-vyst} + \dot{m}_v \cdot c_{p,p-vyst}}$$

8.2.1 Výstupní teplota spalín z prvního stupně pračky

- množství spalín vystupujících z pračky

$$\dot{V}_{sp-vyst} = \dot{V}_{sp-vst} + \dot{V}_{vz} + \dot{V}_p$$

- množství vodní páry vzniklé odpařením sorbetu

$$\dot{V}_p = \frac{22,4}{18} \cdot \dot{m}_v = \frac{22,4}{18} \cdot 30 = \underline{\underline{37,33 \, m_N^3 \cdot h^{-1}}}$$

- množství páry vstupující do pračky

$$\dot{V}_{sp-vst} = 0,3882 + 0,0042 + 0,0104 = \underline{\underline{0,4028 \, m_N^3 \cdot s^{-1}}}$$

Další hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet teploty spalín na výstupu z pračky:

Množství spalín vstupujících do pračky

$$\dot{V}_{sp-vst} = 0,3882 \, m_N^3 \cdot s^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita spalín při vstupu

$$c_{p,sp-vst} = 1,41 \, kJ \cdot m_N^3 \cdot K^{-1}$$

Teplota spalín při vstupu

$$t_{sp-vst} = 250 \, ^\circ C$$

Množství vody vstupující do pračky

$$\dot{m}_v = 0,008 \, kg \cdot s^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita vody

$$c_{p-v} = 4,18 \, kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$$

Teplota varu vody

$$t'_v = 100 \, ^\circ C$$

Vstupní teplota vody

$$t_v = 20 \, ^\circ C$$

Výparné teplo vody

$$l = 2257 \, kJ \cdot kg^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita vodní páry při vstupu

$$c_{p,p-vst} = 2,05 \, kJ \cdot kg_N^{-1} \cdot K^{-1}$$

Teplota syté vodní páry

$$t''_v = 100 \, ^\circ C$$

Měrná tepelná kapacita spalín při výstupu

$$c_{p,sp-vyst} = 1,39 \, kJ \cdot m_N^3 \cdot K^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita vodní páry při výstupu

$$c_{p,p-vyst} = 1,98 \, kJ \cdot kg_N^{-1} \cdot K^{-1}$$

Výstupní teplota spalín z prvního stupně pračky:

$$t_{sp-vyst-l} = \frac{0,9 \cdot 0,3882 \cdot 1,41 \cdot 250 - 0,008 \cdot [4,18 \cdot (100 - 20) + 2257 + 2,05 \cdot 100]}{0,4028 \cdot 1,39 + 0,008 \cdot 1,98} = \underline{\underline{181 \, ^\circ C}}$$

8.2.2 Výstupní teplota spalín z druhého stupně pračky

Tento výpočet je proveden podle stejného schématu jako výpočet výstupní teploty z prvního stupně pračky.

Hodnoty dosazované do vztahu pro výpočet teploty spalín na výstupu z pračky:

Množství spalín vstupujících do pračky	$\dot{V}_{sp-vst} = 0,4028 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Množství spalín vystupujících z pračky	$\dot{V}_{sp-výst} = 0,4174 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita spalín při vstupu	$c_{p,sp-vst} = 1,38 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^3 \cdot \text{K}^{-1}$
Teplota spalín při vstupu	$t_{sp-vst} = 181 \text{ }^\circ\text{C}$
Množství vody vstupující do pračky	$\dot{m}_v = 0,008 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita vody	$c_{p-v} = 4,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Teplota varu vody	$t'_v = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
Vstupní teplota vody	$t_v = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Výparné teplo vody	$l = 2257 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita vodní páry při vstupu	$c_{p,p-vst} = 2,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_N^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Teplota syté vodní páry	$t''_v = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
Měrná tepelná kapacita spalín při výstupu	$c_{p,sp-výst} = 1,34 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^3 \cdot \text{K}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita vodní páry při výstupu	$c_{p,p-výst} = 1,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_N^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Výstupní teplota spalín z druhého stupně pračky:

$$t_{sp-výst-l} = \frac{0,9 \cdot 0,4028 \cdot 1,39 \cdot 181 - 0,008 \cdot [4,18 \cdot (100 - 20) + 2257 + 2,05 \cdot 100]}{0,4174 \cdot 1,34 + 0,008 \cdot 1,98} = \underline{\underline{137 \text{ }^\circ\text{C}}}$$

Předpokládám výstupní teplotu z pračky a zároveň vstupní teplotu filtru 140°C.

U výstupní teploty spalín je důležité, aby nedošlo k poklesu teploty spalín pod teplotu rosného bodu. Vzniklý kondenzát by obsahoval agresivní kyseliny H_2CO_3 , H_2SO_3 a H_2SO_4 , které napadají ocelové součásti zařízení. Teplota rosného bodu závisí na obsahu síry v palivu a přebytku vzduchu ve spalínách a v našem případě se pohybuje kolem 80°C.

9 Návrh látkového filtru spalín

Látkový filtr je konstruován jako ocelový svařenec osazený filtrační tkaninou ve formě hadic, na které se jemné částice sorbetu, popílku a navázaných škodlivin zachytí a při regeneračních cyklech odpadnou do výsypky, a z ní do připraveného kontejneru. Před filtry je umístěna dochlazovací klapka, která zabraňuje překročení povolené teploty filtru. Filtr je navržen pro maximální výkon spalovny.

9.1 Určení velikosti filtrační plochy

Skutečné množství spalín proudících filtrem při teplotě 140°C

$$\dot{V}_{sp-f} = \dot{V}_{sp-celk}^V \cdot \frac{t_{st-vst} + 273,15}{273,15} = 0,3882 \cdot \frac{140 + 273,15}{273,15} = \underline{\underline{0,5872 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Požadovaná filtrační rychlost je dle lit [10] $w_f = 1,5 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$

Přitom potřebná filtrační plocha:

$$S_f = \frac{\dot{V}_{sp-f}}{w_f} = \frac{0,5872}{0,015} = \underline{\underline{39,14 \text{ m}^2}}$$

Skutečná filtrační rychlost:

$$S_{f-skut} = \frac{\dot{V}_{sp-f}}{S_{f-skut}} = \frac{0,5872}{64} = \underline{\underline{0,0092 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Z filtru postupují spaliny přes spalinový ventilátor, opatřený měničem otáček do komína.

10. Závěr

Takový projekt spalovny nebezpečných kapalných odpadů o jmenovitém výkonu 100 kg.h⁻¹ se zařazenou disociační komorou by mohl řešit problematiku zneškodňování plyných toxických sloučenin v produktech pyrolýzy a spalování nebezpečných organických odpadů na bázi PBC, PCDD, PCDF apod. Tento projekt by mohl být výhodný právě pro České dráhy a.s., které s takým materiálem přicházejí do styku při likvidacích starých zařízení (stykové a jiné transformátory), kterých je v tomto podniku velké množství a vzhledem ke značné rozloze této firmy to dnes a denně přináší nemalé problémy nakládání s tímto odpadem.

Návrh samotného modulu sestávajícího z plazmové disociační komory a chladiče pro neutralizaci toxických sloučenin v plyných produktech odstraňuje nevýhody dosavadních zařízení pro energeticky náročnou plazmovou pyrolýzu i nevýhody velkých spaloven, do kterých musí být nebezpečné odpady pevných i kapalných látek přepravovány na velké vzdálenosti.

Cílem tohoto projektu bylo navrhnout spalovnu nebezpečných odpadů se zařazeným prototypem plazmové disociační komory s využitím experimentálních výsledků, získaných u současně provozovaných spalovacích zařízení, výsledků obdržенých pomocí numerických simulací a výsledku vývoje generátoru termálního plazmatu.

Dalším návrhem této diplomové práce je návrh výměníku tepla a ekobloku sestávajícího se z dvojstupňové polosuché pračky spalín a látkového filtru.

Seznam použité literatury

- 1 Bálek: Tepelně technické tabulky a diagramy, VŠB Ostrava 1984
- 2 Valchař, Choc, Tůma: Sušení v chemickém průmyslu, SNTL Praha 1984
- 3 Toman, Bálek, Klečková: Tepelně technické výpočty, VŠB Ostrava 1983
- 4 Černoch: Strojně technická příručka, SNTL Praha 1968
- 5 Blahoš, kapřík: Návod do cvičení z termomechaniky, VŠB Ostrava 1989
- 6 Kolat: Přenos tepla a hmoty, VŠB Ostrava 1986
- 7 Černý a kol.: Parní kotle a spalovací zařízení, SNTL Praha 1975
- 8 Rédr, Příhoda: Základy tepelné techniky, SNTL Praha 1975
- 9 Noskievič: Spalování uhlí, VŠB Ostrava 1995
- 10 Firemní literatura W-Eko, s. s r.o., Ostrov
- 11 Mádr: Rozpad kapalinových paprsků, VŠB Ostrava 1972
- 12 Funkční zkoušky prototypového zařízení pro výstavbu provozně neověřené spalovny pro jadernou elektrárnu VVER, Výzkumná zpráva Katedry energetiky FS, VŠB Ostrava 1992

Přílohy

Příloha č.1 Výkres DP – 01 Spalovna kapalných odpadů

Příloha č.2 Výkres DP – 02 Spalovací komora